

Effektivare användning av SVA:s spillvärme – En ekonomisk analys av en organisk Rankinecykel (ORC)

*More efficient use of the waste-heat from SVA
– An economic analysis of an organic Rankine cycle (ORC)*

Felix Ek

Effektivare användning av SVA:s spillvärme – En ekonomisk analys av en organisk Rankinecykel (ORC)

More efficient use of the waste-heat from SVA
– An economic analysis of an organic Rankine cycle (ORC)

Felix Ek

Handledare: Hans Antehed, SVA
Ämnesgranskare: Gunnar Larsson, institutionen för energi och teknik, SLU
Examinator: Åke Nordberg, institutionen för energi och teknik, SLU

Omfattning: 30 hp
Nivå, fördjupning och ämne: Avancerad nivå, A2E, teknik
Kurstitel: Examensarbete i energisystem
Kurskod: EX0724
Program/utbildning: Civilingenjörsprogrammet i energisystem 300 hp

Utgivningsort: Uppsala
Utgivningsår: 2017
Serietitel: Examensarbete (Institutionen för energi och teknik, SLU)
Delnummer i serien: 2017:10
ISSN: 1654-9392
Elektronisk publicering: <http://stud.epsilon.slu.se>

Nyckelord: förbränning, energieffektivisering, ångcykel, elproduktion, modellering

Sveriges lantbruksuniversitet
Swedish University of Agricultural Sciences

Fakulteten för naturresurser och jordbruksvetenskap
Institutionen för energi och teknik

Abstract

The National veterinary institute, SVA, produces heat through an incinerator which is in use from Monday to Friday during office-hours. Before 2014 the heat was used by the veterinary clinic next-door but after the veterinary clinic moved to new buildings the produced heat is used in-house by SVA. However, SVA does not have the same heat requirements that the veterinary clinic had. As a result, SVA must feed some of the excess heat to the district heating-grid since they can't use all the heat in-house.

The aim of this master-thesis was to analyse how this excess heat could be used more effectively in-house by converting it to electricity or cooling and investigate how it would affect SVA economically. Another aim of the thesis was to find and choose the best suited technology to install at SVA. The selected technology was an Organic Rankine Cycle, ORC, which can produce electricity from low-temperature waste-heat, in this case the flue gases. A model of an ORC-facility was created in MATLAB. Simulations showed that an ORC-facility with a gross electric power between 33 and 37 kW and an electricity production of 62 to 68 MWh per year was the best alternative for SVA. Because of the few load hours, 2080 hours per year, the investment would not be profitable for SVA since the electricity production won't cover the initial investment cost.

Populärvetenskaplig sammanfattning

I och med att energieffektiviseringar har börjat bli en viktig del av alla verksamheter för att spara både energi och pengar har allt fler företag och myndigheter behov av att se över sin verksamhet. Med detta som bakgrund var syftet med examensarbetet att undersöka vilka möjligheter SVA har att ta tillvara på spillvärmen från deras förbränningsugn på ett effektivare sätt. För att en energieffektiviserande åtgärd ska vara intressant att genomföra ska den även vara ekonomiskt försvarbar vilket också undersökts i examensarbetet.

Idag använder SVA till största delen värmen från förbränningsugnen internt genom att använda den för uppvärmning av lokaler, till förvärmning av ventilationsluft och till förvärmning av varmvatten. Den värme som de inte kan ta tillvara på internt skickas ut på fjärrvärmenätet. Detta görs eftersom SVA använder fjärrvärmenätets returledning med svalare vatten för att kyla förbränningsugnen och därför måste skicka ut överskottsvärmen på framledningen av fjärrvärmenätet för att fjärrvärmenätet ska fungera som tänkt.

Examensarbetet har gått ut på att genom litteraturstudier hitta lämpliga tekniker för att ta tillvara på SVA:s spillvärme och försöka minska den andel värme som skickas ut på fjärrvärmenätet. Några av de valda teknikerna var Stirlingmotorn, ett slutet gasturbinsystem och den teknik som föreslogs till SVA, en organisk Rankinecykel.

En organisk Rankinecykel fungerar på samma sätt som en vanlig ångcykel. Den producerar el genom att värma upp en vätska till dess att den förångas och sedan låta ångan strömma genom en turbin som i sin tur driver en generator som producerar elen. Efter att ångan har passerat turbinen kyls den av tills det att den är vätska innan den trycksätts genom att pumpas upp till ett högre tryck och cykeln börjar om igen. Uppvärmningen av vätskan sker i detta fall genom att värmen som finns i avgaserna, vilka släpps ut genom SVA:s skorsten, leds genom en värmeväxlare där värmen överförs till vätskan som ska förångas. Nedkylningen från ånga till gas sker även den genom en värmeväxlare där värmen i ångan överförs antingen till den omkringliggande luften eller till ett kylsystem som är kopplat mot ett kyltorn.

För att beräkna hur mycket el som en organisk Rankinecykel skulle kunna generera till SVA skapades en modell över förbränningsugnen och den tilltänkta organiska Rankinecykeln i

MATLAB. Resultaten från modellen användes sedan för att med hjälp av fem olika ekonomiska beräkningsmodeller bedöma om en investering skulle vara lönsam eller inte.

En organisk Rankinecykel skulle, vid de förhållanden som gäller vid SVA, kunna producera mellan 62,2 MWh och 68,8 MWh el om året beroende på om den utrustades med en rekuperator eller inte. En rekuperator är en värmeväxlare som överför en del av värmen som finns i ångan efter turbinen till vätskan som ska värmas upp av avgaserna. Om produktionen fördelas jämnt över året motsvarar den producerade elen i båda fallen cirka en procent av SVA:s månatliga elbehov.

För investeringsbeslutet spelade det ingen roll om anläggningen försågs med rekuperator eller inte då den låga elproduktionen gjorde att investeringen skulle belasta SVA:s övriga verksamhet i båda fallen.

Det utfördes tre känslighetsanalyser för att se hur en ökning av antalet drifttimmar, ett ökat elpris och en ökad ekonomisk livslängd skulle påverka investeringsbeslutet. Känslighetsanalysen visade att en fördubbling av antalet drifttimmar skulle leda till att en investering skulle vara lönsam, men att det även skulle produceras dubbla mängden värme vilket inte är önskvärt i och med att SVA inte kan tillgodogöra sig all den värme som produceras i dagsläget. Ett ökat elpris på 20 procent var inte tillräckligt för att en investering skulle bli lönsam utan resultaten visade fortfarande att det inte var ekonomiskt försvarbart att investera i en organisk Rankinecykel. En ökad ekonomisk livslängd medförde att investeringen skulle kunna bli lönsam beroende på hur stor grundinvesteringen skulle bli.

Exekutiv sammanfattning

De slutsatser som kan dras utifrån denna rapport är att det idag inte skulle vara intressant att investera i en organisk Rankinecykel i och med den höga initiala kostnaden och det låga antalet drifttimmar. För att en investering skulle bli intressant skulle drifttimmarna behöva fördubblas vilket även skulle leda till en fördubblad värmeproduktion som det inte finns avsättning för. Detta gäller även endast för de lägre investeringskostnaderna om 17 000 SEK/kW.

Ett hinder för dessa investeringar är den avskrivningsmodell som SVA använder sig av vilket tydliggörs då andra investeringsmodeller visar på positiva resultat för samma situation som SVA:s modell visar på negativa resultat.

För att underlätta framtida studier av liknande slag bör en funktion för att spara data över förbränningsugnens drift införas i driftsystemet.

Förord

Examensarbetet har utförts inom ramen för civilingenjörsprogrammet i energisystem vid Uppsala universitet och SLU Ultuna. Examensarbetet har utförts till förmån för statens veterinärmedicinska anstalt, SVA.

Ett stort tack riktas till Hans Antehed på SVA som, utöver sin handledarroll, tillsammans med övrig personal på SVA varit mycket behjälplig i allt från att ge mig tillträde till SVA:s lokaler till att dela med sig av all kunskap och information som kunnat önskas om deras verksamhet. Ett tack riktas även till personalen på Akademiska hus, främst Anders Ingvarsson, som har varit mycket behjälplig och tillmötesgående när det gäller vägledning i deras system och tillhandahållandet av data som varit av yttersta vikt för att detta examensarbete skulle bli möjligt.

Gunnar Larsson förtjänar ett särskilt stort tack för allt stöd, alla tips och alla råd som han bidragit med i sin roll som ämnesgranskare för detta examensarbete.

Nomenklatur

Nedan följer en lista på variabler, index och grekiska bokstäver som används i examensarbetet.

Variabler

A	area [m^2]
A, B, C, D, E	konstanter vid beräkning av specifik värmekapacitet
AN	annuitet [SEK/år]
Av	avskrivning [SEK]
Bo	kokningsnummer [-]
c	hastighet [m/s]
c_p	specifik värmekapacitet vid konstant tryck [kJ/kg*K]
c_v	specifik värmekapacitet vid konstant volym [kJ/kg*K]
D	hydraulisk diameter [m]
d	diameter [m]
f	Darcys friktionsfaktor [-]
G	massflöde per areaenhet [kg/s*m ²]
h	specifik entalpi [kJ/kg]
h_{lg}	förångningsentalpi [kJ/kg]
I	Grundinvestering [SEK]
IR	internränta [-]
IÖ	investeringsöverskott [SEK]
K	energikvot för luftkylda kondensorer [-]
LCC	livscykelkostnad [SEK]
M	molmassa [kg/kmol]
M	massa [kg]
\dot{m}	massflöde [kg/s]
mf	massfraktion [-]
må	tidsperiod [månad]
n	tidsperiod [år]
NS	nusumma [-]
NV	nuvärdet [SEK]
P	värmeeffekt [W]
p	tryck [Pa]

PB	återbetalningstid [år]
Pr	Prandtltal [-]
Q	energiflöde/effekt [kW]
q	specifik energi [kJ/kg]
R	gaskonstant [J/kg*K]
r	ränta [-]
Re	Reynoldstal [-]
RV	restvärde [SEK]
Rv	restvärdet för myndigheter [SEK]
S	Sutherlands konstant [K]
S _{ij}	Sutherlands kollisionfaktor mellan gas i och j [K]
s	specifik entropi [kJ/kg*K]
SF	tubrinfaktor
Sum	summan av avskrivningar och två procent av restvärdet [SEK]
T	temperatur [K eller °C]
T _B	kokningstemperatur [K]
ΔT _{log}	logaritmisk medeltemperatur [°C]
U	värmeövergångskoefficient [W/m ² *K]
V	volym [m ³]
\dot{V}	volymflöde [m ³ /s]
v	volymandel [-]
W	elektriskt arbete [kW]
X	påverkankonstant vid beräkning av gasers värmekonduktivitet [-]
y	molfraktion av gas [-]
Ö	överskott [SEK/år]

Index

1, 2, ..., 7, 8	punkter som berör ORC-anläggningen
a	verklig
air	luft
c	kallt medium
cond	kondenseringsförhållanden
e	efter

el	elektrisk
evap	förångningsförhållanden
f	före
fa	faktor
fg	rökgaserna
g	gas
h	varmt medium
i, j	index som beskriver en av flera gaser i en blandning
in	tillfört till systemet
inl	inlopp
k	kalkyl
kyla	kylning av kondensorn
l	vätska
m	månad
net	netto
norm	normalförhållanden, atmosfärstryck och 273 K
ORC	Organisk Rankinecykel
p	pump
s	isentrop
sat	mättat arbetsmedium
t	turbin
th	termisk
tot	total
tr	överförd
ut	bortfört från systemet
utl	utlopp
v	vatten
wf	arbetsmedium

Grekiska bokstäver

Δ	skillnaden mellan två värden av samma enhet
v	specifik volym [m^3/kg]
ρ	densitet [kg/m^3]
η	verkningsgrad [-]

χ	ångkvalitet [-]
λ	värmekonduktivitet [W/m*K]
μ	dynamisk viskositet [kg/s*m]
ν	kinematisk viskositet [m ² /s]
π	talet pi
γ	kvot mellan c_p och c_v [-]
ϕ	interaktionskonstant vid beräkning av dynamisk viskositet [-]

Innehållsförteckning

1.	Inledning.....	1
1.1	Syfte.....	1
1.2	Mål.....	1
1.3	Frågeställningar	1
1.4	Avgränsningar	2
1.5	Rapportens upplägg	2
2	Bakgrund	3
3	Teknisk bakgrund.....	9
3.1	Organisk Rankinecykel.....	9
3.1.1	Olika alternativ till kylsystem	12
3.2	Slutet gasturbinsystem	14
3.3	Stirlingmotor.....	16
4	Ekonomiska modeller.....	17
4.1.1	Nuvärdesmetoden.....	18
4.1.2	Annuitetsmetoden.....	19
4.1.3	Internräntemetoden.....	19
4.1.4	Livscykelkostnader (LCC)	20
4.1.5	Pay off-metoden	21
4.1.6	Myndigheters investeringsunderlag	21
5	Metod	23
5.1	Simuleringar	25
5.2	Informations- och datainsamling	26
5.2.1	Datahantering vid simulering av värmeproduktionen	26
5.3	Funktionen Heating	27
5.4	Funktionen Fluegas.....	28
5.5	Funktionen ORC.....	32

5.5.1	Beräkning av arean av värmeväxlarna	35
5.6	Funktionen FG_prop.....	41
6	Resultat.....	45
6.1	Simulerad ORC-anläggning med luftkylning.....	45
6.2	Elproduktion utifrån varierande tryck	47
6.3	Ekonomiska resultat	48
7	Känslighetsanalyser.....	54
7.1	Drifttimmar	54
7.2	Elpris.....	57
7.3	Ekonomisk livslängd och avskrivningstid	60
8	Diskussion	64
9	Slutsatser	66
	Referenser.....	67
	Appendix A	i
	Huvudfilen Main	i
	Funktionen Heating	ii
	Funktionen Fluegas	iv
	Funktionen ORC	vi
	Funktionen FG_prop	xxi
	Appendix B	xxv
	Värme från förbränningsugnen	xxv

1. Inledning

För tre år sedan förlorade Statens Veterinärmedicinska Anstalt (SVA) avsättningen för sin spillvärme som uppkommer vid deras förbränningsugn, i och med att lokaler som tidigare nyttjats av universitetsdjursjukhuset blev avställda. Spillvärmen används idag till uppvärmning av de egna lokalerna men delar av värmen går förlorad i och med att lokalernas värmebehov inte överensstämmer med värmeproduktionen. SVA vill undersöka möjligheterna att ta tillvara på mer spillvärme från förbränningsugnen än vad som görs idag. Spillvärmen behöver inte användas som värme utan kan konverteras till andra former av energi för att tillgodose andra delar av SVA:s totala energibehov.

1.1 Syfte

Syftet med examensarbetet är att undersöka hur mycket spillvärme som SVA producerar och hur denna spillvärme kan komma att användas mer effektivt av SVA internt.

1.2 Mål

Målet med examensarbetet är att presentera en ekonomisk analys för en vald teknik baserad på teknikens tillvaratagande av spillvärme producerad vid SVA:s förbränningsugn. Målet är även att skapa en modell över förbränningsugnen utifrån dess drifttider och mängden spillvärme som produceras. Målet med modellen är att den ska användas till att beräkna och simulera hur stora delar av SVA:s behov av ånga, kyla och el som skulle kunna tillgodoses med hjälp av den valda tekniken.

1.3 Frågeställningar

De frågeställningar som examensarbetet har utgått från är följande:

- Vilka energibehov har SVA i form av ånga, kyla och elektricitet?
- Varierar dessa behov över året och vilka kvalitetskrav ställs på ånga och kyla?
- Hur mycket värme producerar förbränningsugnen?
- Finns det säsongsvariationer i värmeproduktionen?
- Är det möjligt att använda all energi internt eller måste en del fortfarande kylas bort via fjärrvärmereturen?
- Hur blir det ekonomiska utfallet av den valda tekniken?
- Vad är fysiskt, praktiskt och juridiskt möjligt att genomföra?

1.4 Avgränsningar

För att avgränsa examensarbetet fokuserades arbetet på de energislag som diskuterades under uppstartsmötena vilka var el, kyla och ånga. Eftersom ånga produceras av el ingick det som en underkategori till el i examensarbetet. Detta gjordes för att visa på hur stor del av hela elbehovet som utgörs av ånga och hur stora delar av dessa behov som en elproduktionslösning skulle kunna bidra med. Värmelager har inte undersökts i denna rapport då två studenter från Lund har gjort ett examensarbete om hur ett värmelager hos SVA skulle kunna fungera under samma period och det då har ansetts som dubbelarbete att göra det även i denna rapport (Ingvarsson, 2017).

De tekniska lösningar som togs med i rapporten var kommersiellt tillgängliga idag. De tekniker som fanns kommersiellt tillgängliga analyserades utifrån deras ekonomi, utrymmeskrav och implementerbarhet. Efter denna analys inkluderades eller förkastades tekniken.

För att modellen skulle bli användbar krävdes energibehovs- och spillvärmedata på dags- eller månadsbasis eftersom ett medelårsvärde inte tog hänsyn till variationerna i energibehov och spillvärmeproduktion över året.

För att underlätta de ekonomiska beräkningarna har inbetalningsöverskottet antagits vara lika stort för alla åren under den ekonomiska livslängden. På det sättet förenklas ekvationerna för investeringsberäkningarna.

1.5 Rapportens upplägg

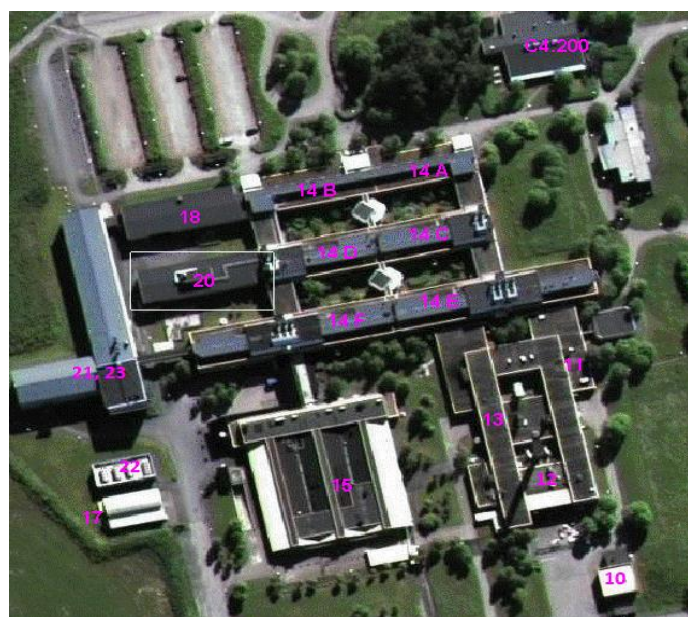
Rapporten är strukturerad efter hur arbetet har utförts. Den börjar med en bakgrund som innehåller varför SVA har kommit att ha ett behov av detta examensarbete och hur SVA:s energianvändning ser ut idag utifrån olika energislag. Därefter följer en presentation av tre elproducerande tekniker som har studerats och en litteratursammanfattning över olika ekonomiska modeller för investeringsbeslut. Metoden beskriver hur modellen som används för simuleringarna har skapats. Därefter presenteras resultat för elproduktionen utifrån en, för SVA anpassad, elproducerande enhet och de ekonomiska utfall som blir till följd av denna elproduktion. Rapporten avslutas med känslighetsanalyser av de ekonomiska resultaten samt diskussioner och slutsatser.

2 Bakgrund

SVA har tillstånd att förbränna 1 200 ton avfall per år i sina förbränningsugnar varav högst 1 000 ton får vara klassat som farligt avfall (Länstyrelsen Uppsala län, 2005). År 2015 förbrände SVA 388 ton vid sina förbränningsugnar varav 27 ton var farligt avfall (SVA, 2015a). I tillståndet finns även riktvärden för buller vid närliggande fastigheter både för daglig och nattlig drift. Idag drivs förbränningsugnen under samma tider som det dagliga arbetet pågår vilket är åtta timmar om dagen under vardagar.

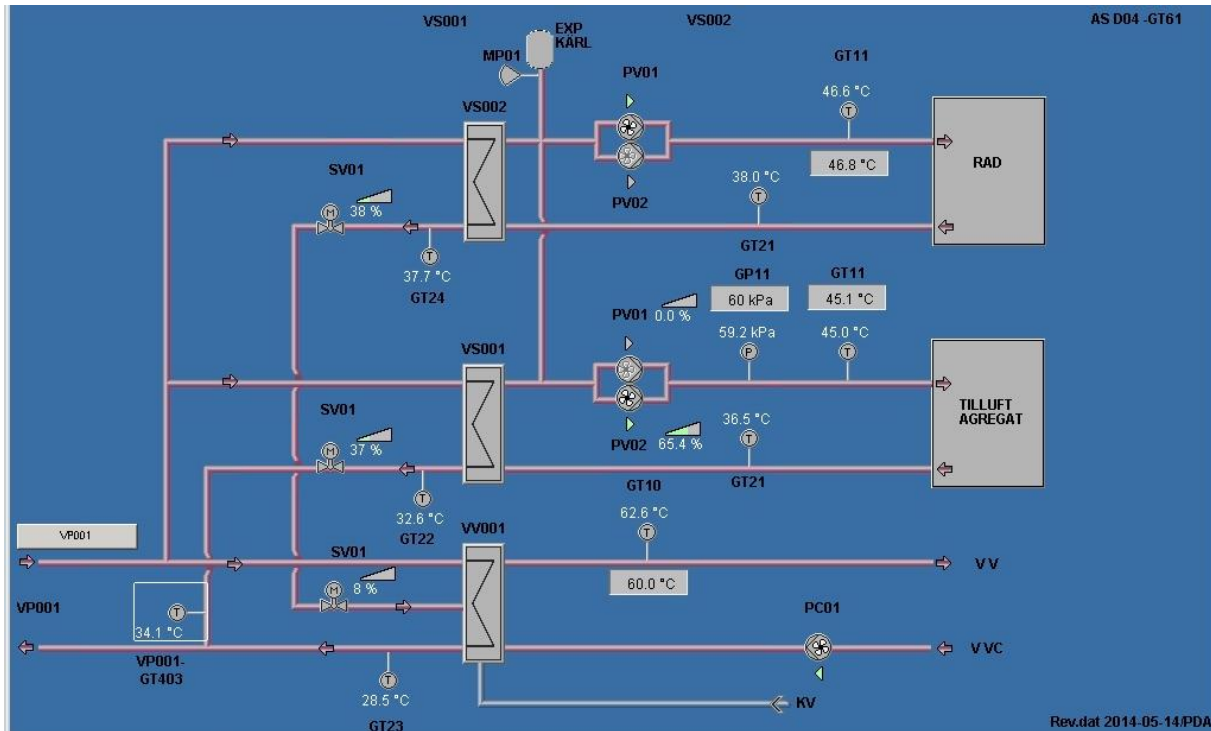
Före år 2014 användes spillvärmen från SVA:s förbränningsugn till uppvärmning av gamla universitetsdjursjukhusets lokaler som låg i direkt anslutning till SVA:s lokaler. I samband med att universitetsdjursjukhuset och delar av de studenter som studerar till veterinär vid Sveriges lantbruksuniversitet (SLU) fick nya lokaler i och med invigningen av *Veterinärmedicinskt och husdjursvetenskapligt centrum* (VHC) september 2014 (SLU, 2014) förlorade SVA sin avsättning för spillvärmen. De gamla lokalerna står idag oanvända.

Den förlorade avsättningen har ersatts av intern användning av spillvärmen för uppvärmning av lokaler, för förvärmning av ventilationsluft och tappvarmvatten (se Figur 2), men all spillvärme går inte att ta tillvara på. I dagsläget är det hus 14 och de hus som är inkluderade under hus 14 som kan utnyttja värmeåtervinningen från förbränningsugnen. De hus som är inkluderade under hus 14 är hus 11, 13, 18 och 20 (se Figur 1).



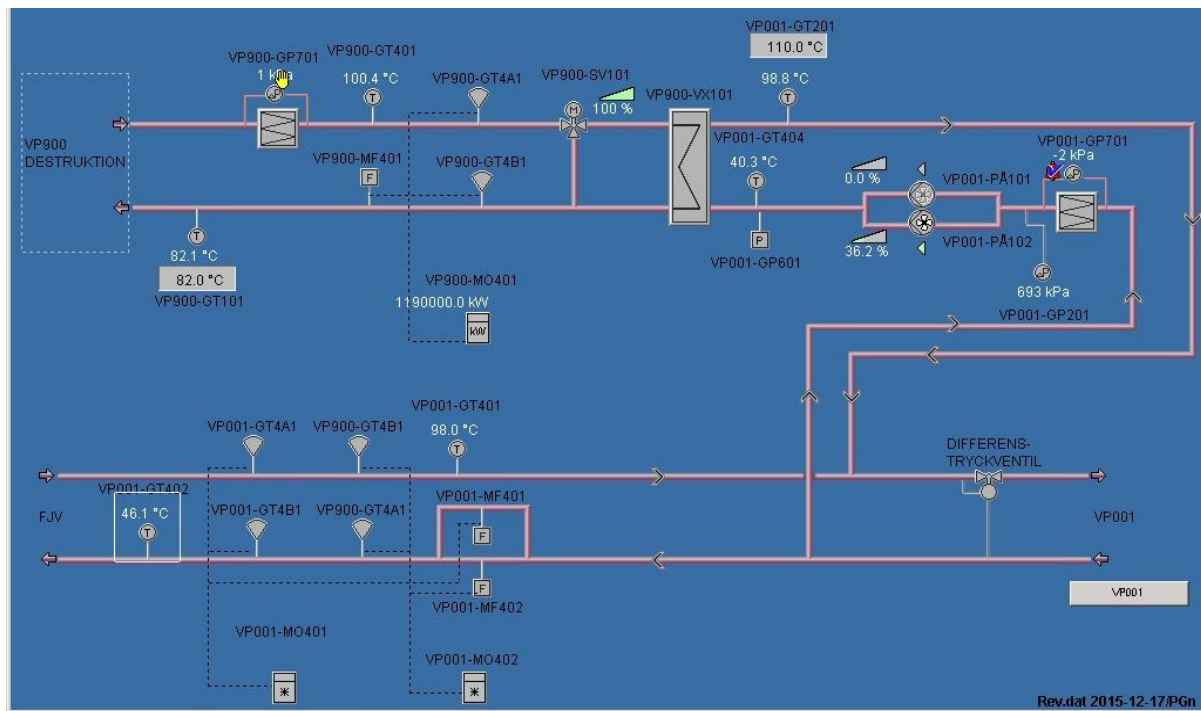
Figur 1. Översiktsbild över SVA med de husnummer som Akademiska hus använder sig av (Akademiska hus, 2015). Bilden är modifierad för att få med alla husnummer då några saknades i den bild som erhöles från Akademiska hus.

Av den värmeenergi som inte går att ta tillvara överförs en del till fjärrvärmenätet när det interna värmebehovet är för litet. I de fall då fjärrvärmenätet inte räcker till för att kyla förbränningsugnen på egen hand används även ett kyltorn för att hålla förbränningsugnen vid rätt temperatur.



Figur 2. Schematisk bild över SVA hus 14s värme-, ventilations- och varmvattensystem. Tilloppet VP001 nere till vänster i figuren är det vatten som kommer från förbränningsugnen (Akademiska hus, 2017). VV001, VS001 och VS002 är värmewäxlare till tappvarmvattensystemet (VVC, VV), ventilationssystemet (Tilluftaggregat) och radiatorsystemet (RAD) respektive.

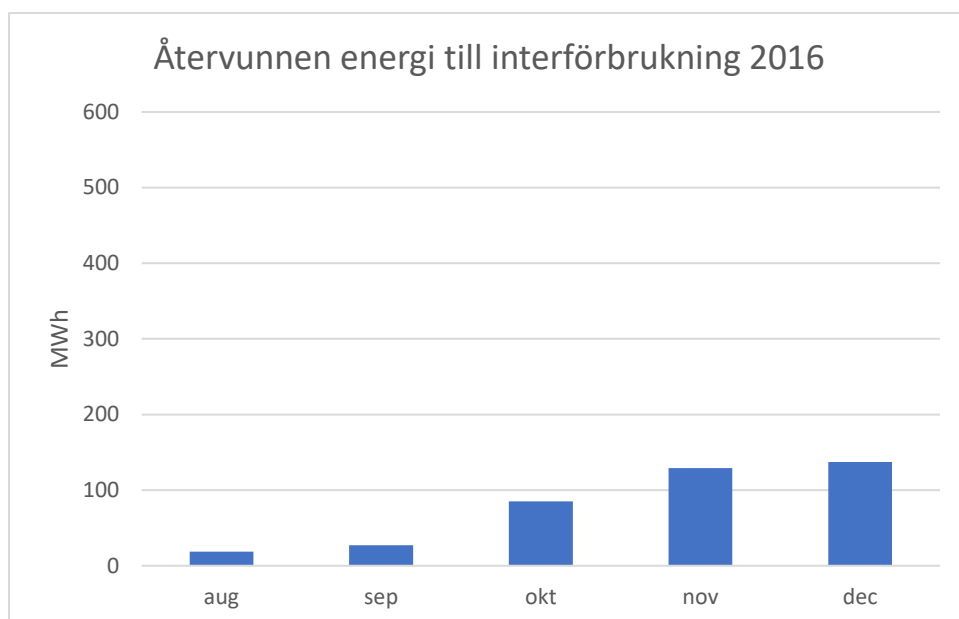
Systemet är designat för att det vatten som skulle gå i retur till Vattenfalls fjärrvärmenät primärt används till kylningen av det vatten som cirkulerar och koler förbränningsugnen (se Figur 3). När det interna värmebehovet är lägre än den värmemängd som förbränningsugnen producerar måste returvattnet från Vattenfalls fjärrvärmenät tas in för att kyla förbränningsugnens kylvatten. Eftersom fjärrvärmenätet då arbetar åt motsatt håll än vad som är avsett måste det uppvärmda vattnet som inte används internt pumpas ut på fjärrvärmenätets framledningsrör för att systemet ska fungera som tänkt.



Figur 3. Visar hur kylsystemet är kopplat till vattenfalls fjärrvärmenät. Inkommande ledningar nere till vänster kommer från Vattenfalls nät och ledningarna nere till höger går in till värmesystemen som visas i Figur 2 (Akademiska hus, 2017). VP900 högst upp till höger är förbränningsugnen och VP900-VX101 är värmeväxlaren mellan förbränningsugnsens kylvattenkrets och det interna värmesystemet/fjärrvärmenätet.

Den värmeenergi som transporteras ut på fjärrvärmenätet och som kylv bort i kyltornet är alltså energi som inte tillvaratas internt vilket är det önskvärda då internt använd energi minskar behovet av inköpt energi från el- eller fjärrvärmenätet och alltså minskar SVA:s energikostnader. Därför vill SVA nu undersöka om det är möjligt att återanvända mer av spillvärmen internt och därigenom bli mer självförsörjande på energi.

Den interna värmeåtervinningen är hög för vintermånaderna men låg under sommarmånaderna eftersom värmebehovet för lokalerna varierar enligt samma mönster över året (se Figur 4) för återanvänd energi från förbränningsugnen. Mätaren som mäter energiflödet från förbränningsugnen fungerade inte före slutet på juli 2016 vilket gör att Akademiska hus anser att deras data är tillförlitlig från och med augusti 2016 (Ingvarsson, 2017).

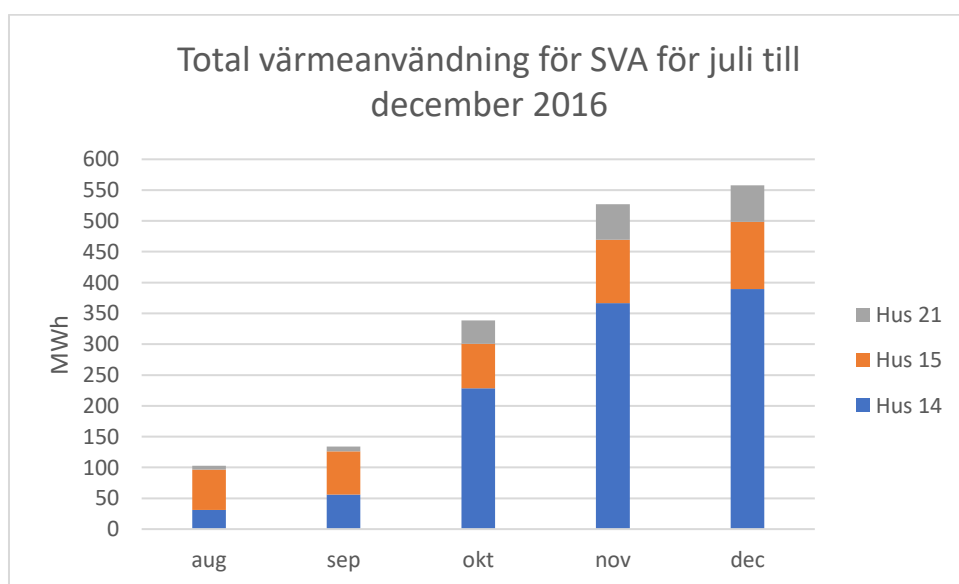


Figur 4. Återanvänd värmeenergi på från förbränningsugnen. Y-axeln är satt i samma skala som för den i Figur 5 för att underlätta jämförelsen mellan total värmeanvändning och återanvänd värme.

Procentuellt återanvänds över 45 procent av förbränningsugnens avgivna värme under vintermånaderna medan siffran för sommarmånaderna är lägre (se Tabell 1). För att se den totala värmeproduktionen, se Appendix B.

Tabell 1. Återanvänd värme i procent för månaderna juli till och med december för år 2016.

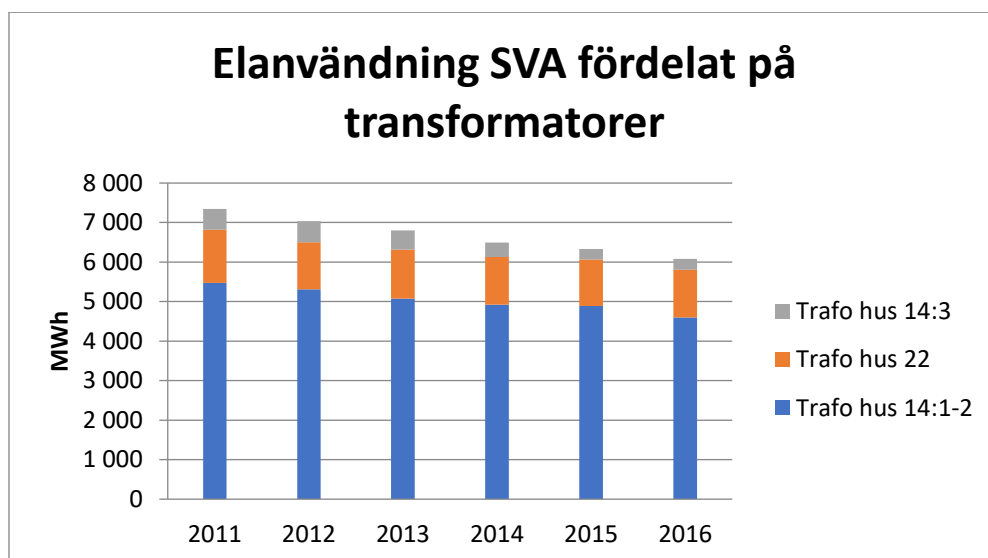
Månad	Augusti	September	Oktober	November	December
Återanvänd värme [%]	7,1	10,4	36,0	47,7	47,1



Figur 5. Värmeanvändningen för SVA för månaderna juli till december 2016.

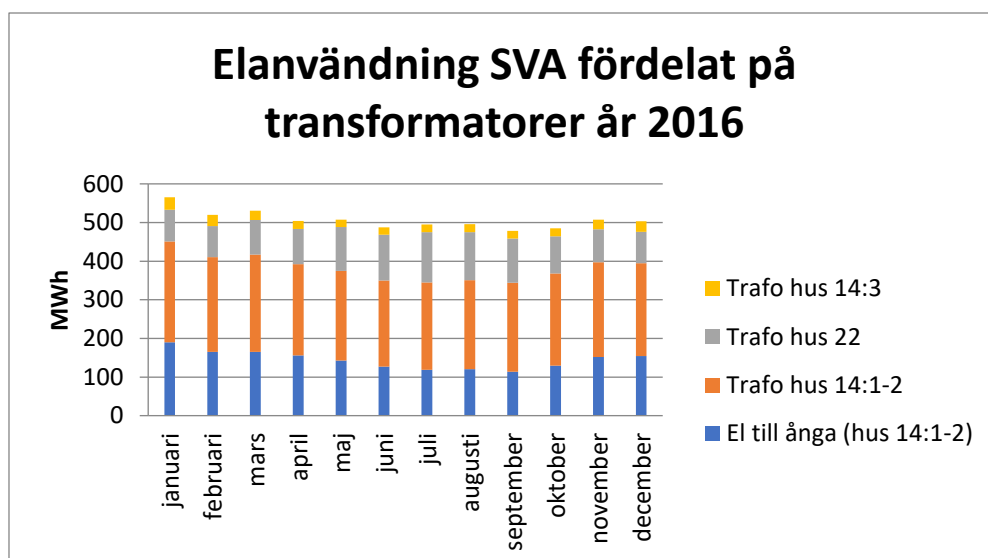
Från Figur 5 går det att utläsa att SVA:s värmeanvändning, från det att mätaren började fungera korrekt, överensstämmer med vad som kan anses vara förväntat för värmebehovet för byggnader på norra halvklotet. Det går även att utläsa att hus 15 har en mindre variation i sin värmeanvändning jämfört med hus 14 med underhus och hus 21.

Utöver värmebehovet har SVA behov av både el och kyla. Figur 6 och Figur 7 visar hur SVA:s elanvändning har minskat under de senaste fem åren (Figur 6) och hur årsvariationen för elanvändningen såg ut under 2016 (Figur 7).



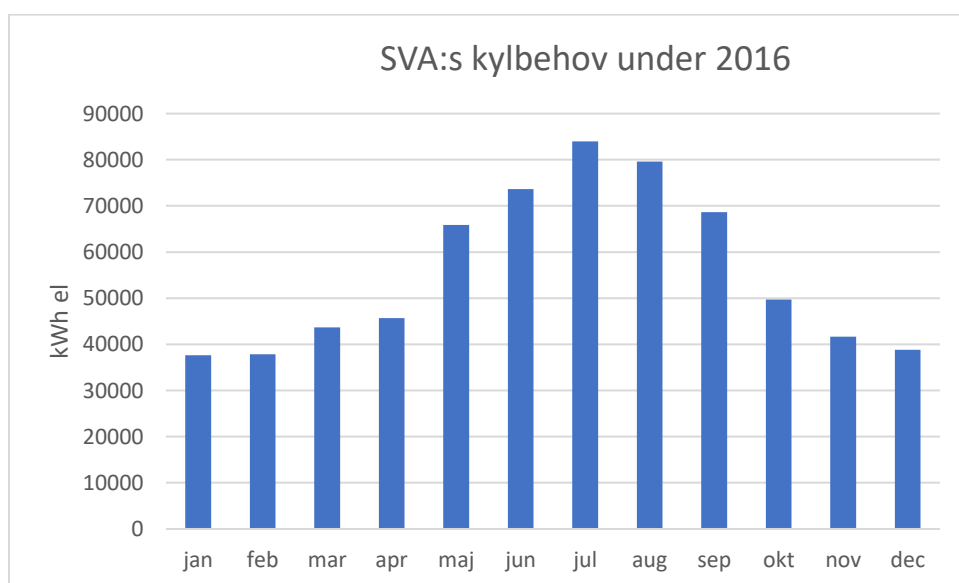
Figur 6. SVA:s elanvändning för åren 2011 till 2016 fördelat på deras tre transformatorer 14:1-2, 14:3 och 22.

Som det går att utläsa från Figur 6 ovan minskar SVA ständigt elanvändningen. Den är dock fortfarande hög jämfört med en svensk normalvillas elbehov som är 25 MWh om den värms med direktverkande el (E.ON, 2017). Anledningen till den höga elanvändningen är att SVA har ett stort kylbehov som i Figur 6 och Figur 7 beskrivs av *Trafo hus 22* samtidigt som de behöver el för att producera ånga till delar av verksamheten. Ångproduktionen står för en del av den elanvändning som beskrivs av *Trafo hus 14:1-2*. I Figur 7 framgår det tydligare hur stor del av elen som används under *Trafo hus 14:1-2* som går till ångproduktion.



Figur 7. SVA:s elanvändning för 2016 fördelat på de tre transformatorerna över månaderna. Elanvändningen för ångproduktion ingår under elanvändningen för hus 14 transformator 1 och 2 men visas separat för att ge en förståelse för mängden el som används till ångproduktion.

I Figur 7 går det att utläsa att elanvändningen är relativt jämnt fördelad över året sett till hela elanvändningen. Det går även att utläsa att elanvändningen under "Trafo hus 14.1-2" minskar något under semestermånaderna juni, juli och augusti. Under samma månader ökar däremot elanvändningen för kylanläggningarna som beskrivs av "Trafo hus 22" vilket ger den nästintill oförändrade elanvändningen totalt sett. SVA får idag all sin kyla från eldrivna kylanläggningar som ligger under *Trafo hus 22*. Elbehovet för dessa minskar under vintern i och med att kylbehovet är mindre och köldmediet går att kyla via uteluften efter att det förångats vilket gör att elbehovet minskar. Figur 8 nedan visar hur kylbehovet varierar över året.



Figur 8. SVA:s kylbehov uttryckt i kWh el för år 2016.

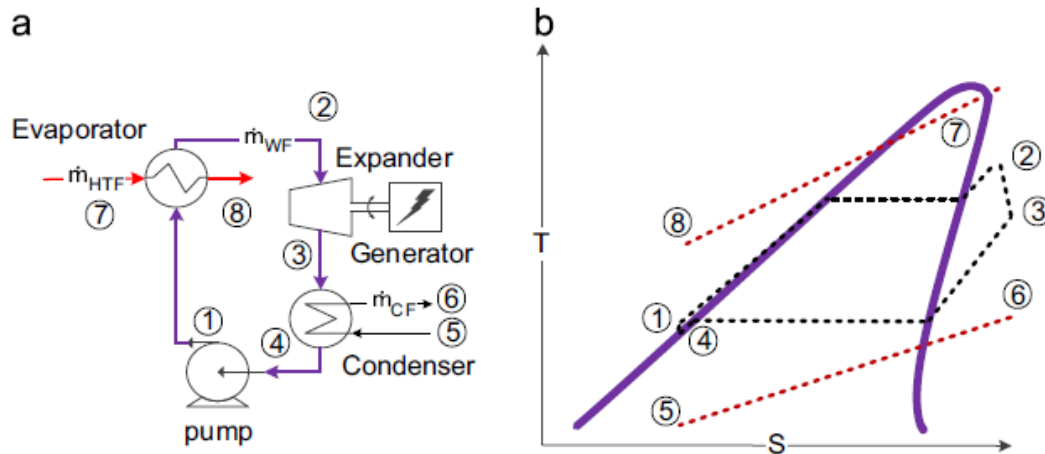
3 Teknisk bakgrund

I följande avsnitt beskrivs de tekniker som varit av intresse under arbetets gång. Den valda tekniken, en organisk Rankinecykel, presenteras först och mer djupgående än övriga tekniker. De övriga teknikerna som undersökts presenteras kortfattat, och en förklaring till varför de inte var lämpade att appliceras hos SVA ges för var och en av dem.

3.1 Organisk Rankinecykel

En organisk Rankinecykel, ORC, arbetar efter samma princip som en vanlig ångcykel med skillnaden att ett annat arbetsmedium än vatten används, oftast någon form av kolbaserad, organisk vätska (Lemmens, 2015). Fördelen med ett sådant arbetsmedium är att kokpunkten är lägre än för vatten och därför inte behöver tillföras lika mycket värme för att förångas (Declaye, et al., 2013). Därför är ORC-lösningar populära att använda för att tillvarata spillvärme från industrianläggningar som inte innehåller tillräckligt höga temperaturer för att fungera i en vanlig ångcykel (Liu, et al., 2004).

De ingående komponenterna i en ORC-anläggning är samma som i en vanlig ångcykel: det behövs en pump för att öka trycket från kondenseringsstrycket till förångningstrycket, det behövs en förångare som är en värmeväxlare mellan spillvärmen och ORC-anläggningens arbetsmedium, en turbin eller annan expansionsutrustning där tryckfallet sker och arbete utvinns, samt en kondensor där värme kyls bort innan cykeln börjar om igen. Det kan även ingå en rekuperator där ångan efter turbinen förvärmer den trycksatta vätskan innan den förångas (Declaye, et al., 2013). En rekuperator är främst användbar då rökgaser används som värmekälla eftersom rökgaser som kyls till för låga temperaturer kan kondensera till korrosiva syror, vanligast svavelsyra. Med hjälp av en rekuperator maximeras värmeuttaget från rökgaserna utan att kyla dem under syradaggpunkten vilket är den temperatur då rökgaserna kondenserar till syror (Lecompte, et al., 2015). Figur 9 visar ett T-s-diagram för en ORC-cykel utan rekuperator och hur de olika komponenterna interagerar med varandra (Lecompte, et al., 2015). En annan komponent som ofta ingår i ORC-anläggningar är en värmeöverförande krets som för över värmen från värmekällan till arbetsmediet i ett slags mellansteg. Med en sådan krets blir anläggningen dyrare (Lemmens & Lecompte, 2017) och mer komplex, men risken för slitage på anläggningen minskar i samband med uppstart och anläggningen blir även enklare att styra (Declaye, et al., 2013).



Figur 9. a) visar en schematisk bild över en enkel organisk Rankinecykel och b) visar ett temperatur-entropi-diagram för en enkel ORC (Lecompte, et al., 2015). Linjerna 7 – 8 och 5 – 6 visar temperatursänkningen av värmekällan och temperaturökningen av det medium som tar upp värmen från arbetsmediet i kondensorn respektive.

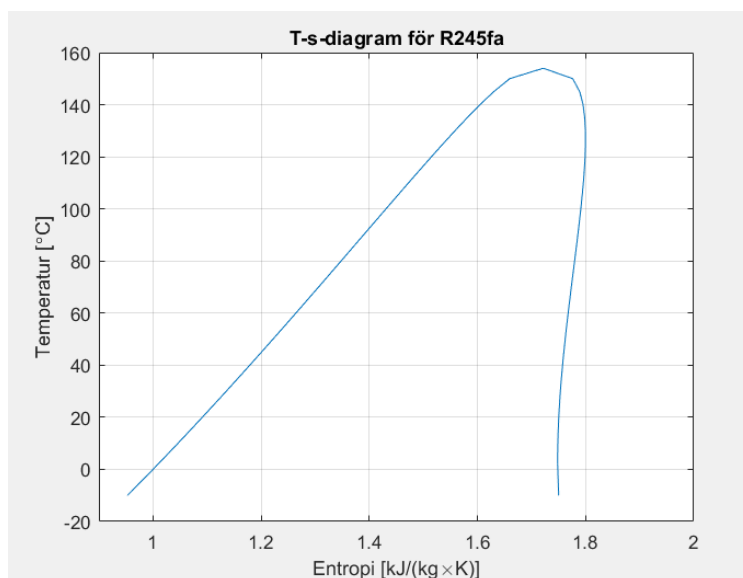
Turbinen eller expansionsutrustningen, som kan vara en kompressor som arbetar baklänges, är oftast den dyraste delen av en ORC-anläggning. Därför räknas ofta en storleksfaktor, SF, ut för turbinen ut genom ekvation (1) eftersom storleksfaktorn är proportionerlig mot priset på expansionsutrustningen (Lakew & Bolland, 2010):

$$SF_t = \frac{\dot{V}^{0,5}}{\Delta h^{0,25}} \quad 1$$

Där \dot{V} är volymflödet i m^3/s och Δh är entalpiskillnaden i kJ/kg för den isentropa expansionen som sker över turbinen eller expansionsutrustningen. En högre storleksfaktor för turbinen resulterar i en högre kostnad och större utrymmeskrav för densamma (Lakew & Bolland, 2010).

Valet av arbetsmedium är av betydande vikt för ORC-anläggningar då olika arbetsmedium fungerar olika bra beroende på temperatur på spillvärmen och trycket i systemet (Lakew & Bolland, 2010). Varje arbetsmedium har olika optimala systemtryck för maximal effekt beroende på spillvärmens temperatur. Det ska tilläggas att det optimala trycket för att maximera effektuttaget inte är samma tryck som ger högst termisk verkningsgrad (Lakew & Bolland, 2010). Arbetsmediet påverkar även under vilka tryck- och temperaturförhållanden som ORC-anläggningen kan drivas för att inte bli en superkritisk process samt dess miljöpåverkan (Liu, et al., 2004). En superkritisk process är en process som sker vid ett tryck som är högre än trycket vid arbetsmediets kritiska punkt och som hettar upp arbetsmediet till en temperatur som är högre än temperaturen vid den kritiska punkten.

Det finns tre olika typer av organiska arbetsmedium: torrt, isentropiskt eller blött arbetsmedium (Liu, et al., 2004). Skillnaderna mellan dessa går att utläsa ur T-s-diagram för respektive typ och skillnaderna hittas genom att observera om lutningen på den högra sidan av mättnadskurvan i diagrammet, sidan som beskriver mättad ånga, är positiv, oändlig eller negativ. En positiv lutning betyder att vätskan är av torr typ, oändlig lutning betyder att den är av isentrop typ och negativ lutning betyder att den är av våt typ. I en ORC-anläggning används främst torra eller isentropa vätskor eftersom ingen överhettning då behövs för att undvika droppbildning i turbin eller expansionsutrustning (Liu, et al., 2004). På grund av den uteblivna droppbildningen i turbinen ökas livslängden från 15–20 år för en turbin i en vanlig ångcykel till 30 år för en turbin i en ORC-anläggning (Declaye, et al., 2013). Figur 10 visar ett exempel på en isentrop vätska, R245fa, som även är det arbetsmedium som valts till ORC-anläggningen.



Figur 10. Temperatur-entropi-diagram för R245fa. Diagrammet är skapat med hjälp av MATLAB.

Declaye et al (2013) presenterade 13 hållpunkter för val av rätt arbetsmedium. Däribland ingår simulering av den aktuella cykeln för att bedöma olika arbetsmediers lämplighet för de givna förhållandena. Andra hållpunkter är:

- Arbetsmediet ska ha hög ångdensitet för att minska volymflödet. Ett lägre volymflöde leder till mindre värmeväxlare och lägre kostnader för hela systemet.
- Förångningstrycket måste vara tillräckligt högt för att ge bra effekt men högre tryck leder även till dyrare och mer komplexa system.

- För att undvika att luft kommer in i systemet måste kondensationstrycket vara högre än atmosfärstrycket. Detta är inte ett problem för vanliga ångcykler men måste tas i beaktande för en ORC-anläggning beroende på arbetsmedium.
- Smältpunkten för arbetsmediet ska vara lägre än lägsta temperaturen för omgivningen för att förhindra frysning.
- Det ska vara ett säkert arbetsmedium i termer av lättantändlighet och giftighet.
- Lättillgängligt arbetsmedium som inte är för dyrt.
- Låg miljöpåverkan i termer av låg global uppvärmningspotential, GWP, och låg ozonuttningspotential, ODP.

Back work ratio, BWR, är kvoten mellan pumparbete och expansionsarbete. BWR kan påverkas med upp till 10 procent till följd av valet av arbetsmedium då olika arbetsmedier kräver olika stora pumparbeten (Declaye, et al., 2013). Detta gör även att valet av arbetsmedium direkt påverkar den elektriska nettoeffekten från ORC-anläggning.

För att undvika kondensering av rökgaserna till korrosiva syror bör temperaturen som rökgaserna kyls ned till inte understiga 135 °C vilket är den lägsta temperatur som rökgaserna antar vid avfallsförbränning i Sverige (Rosenkvist, 2017). För att minska säkerhetskrav och materialkostnader föreslås även att ORC-anläggningen inte ska drivas vid tryck över 20 bar (Drescher & Bruggemann, 2007).

3.1.1 Olika alternativ till kylsystem

Kylsystemet kan utformas på tre olika sätt för SVA. Kondensorn kan vara luftkyld, vattenkyld eller kopplad till en adsorptionskylanläggning. Det som har simulerats och varit huvudalternativet är det luftkylda systemet. Fördelarna med ett luftkyldt system är att det inte behövs någon extra rördragning för kylvatten och att ingen kylvattenkrets då behövs. Luftkylda system behöver oftast mindre underhåll jämfört med vätskekylda system (Cheremisinoff, 2000). Nackdelar som finns med luftkylda system är att det vid svenska förhållanden kan vara problem med isbildning på värmeväxlaren, att arean som krävs är större på grund av luftens sämre värmeledande egenskaper jämfört med vatten och att ljudnivåerna från luftkylda system är högre till följd av fläktarna (Cheremisinoff, 2000). Det finns en standard för klassningen av hur effektiva luftkylda kondensorer är (Eurovent certification company, 2013). Denna standard anger en energikvot, som i denna rapport benämns K, för hur många termiska kilowattimmar, kW_{th} , som kyls bort av en elektrisk kilowattimme, kW_{el} . Tabell 2 visar vilka värden på K som

gäller för att uppnå en viss standard, och genom att dividera kylbehovet med ett K-värde går det att ta fram vilken effekt som fläktarna drar för den givna standarden på kondensorn.

Tabell 2. K-värden beroende på vilken energistandard som den luftkylda kondensorn ska uppfylla. Värden hämtade från (Eurovent certification company, 2013).

Klass	K-värde [$K=kW_{th}/kW_{el}$]
A++	$K \geq 240$
A+	$160 \leq K < 240$
A	$110 \leq K < 160$
B	$70 \leq K < 110$
C	$45 \leq K < 70$
D	$30 \leq K < 45$
E	$K < 30$

Det andra alternativet till kylsystem skulle vara att koppla in en kylvattenkrets och koppla den till kyltornet som finns hos SVA för att kyla ORC-anläggningen. Nackdelen med detta system skulle vara att kyltornet behöver användas under de timmar som förbränningsugnen används och inte bara de timmar då fjärrvärmenätet inte klarar av att kyla förbränningsugnen vilket skulle leda till ett ökat vattenbehov för kyltornet. Fördelarna med detta system är att värmeväxlaren i ett vätskekylt system tar mindre plats jämfört med det luftkylda systemet och att kondensationstemperaturen i ORC-kretsen inte blir beroende av utomhustemperaturen, som fallet är för det luftkylda systemet. Kondensationstemperaturen blir endast beroende av att trycket i systemet ska vara högre än atmosfärstrycket med en vattenkyld kondensor (Declaye, et al., 2013). En lägre kondensations-temperatur leder även till högre elproduktion då tryckskillnaden över turbinen blir större och mer arbete kan tas ut från kretsen.

Det tredje alternativet är att ansluta kondensorn till en adsorptionskylanläggning som den drivande värmekällan för adsorptionskylanläggningen. Fördelen med detta system skulle vara att inga extra drifttimmar på kyltornet skulle behövas jämfört med idag och att inga fläktar skulle behöva installeras jämfört med de tidigare nämnda kylsystemen. Dessutom skulle det i samband med kondenseringen skapas kyla som skulle kunna användas i SVA:s dagliga verksamhet. Problemet med en adsorptionskylanläggning är att kondensationstemperaturen för ORC-anläggningen måste vara över 50 °C vilket är den lägsta temperaturen som kan driva en adsorptionskylanläggning (Wang & Vineyard, 2011). Detta skulle leda till lägre elproduktion

för ORC-anläggningen samtidigt som det är osäkert hur mycket kyla som skulle kunna produceras i och med att det 2015 inte fanns anläggningar med en köldfaktor, COP, över 1 (Jenks, et al., 2015). Priset för en adsorptionskylanläggning kan dessutom variera mellan \$160/kW till \$500/kW vilket motsvarar 1400 SEK/kW till 4500 SEK/kW och de som är kommersiellt gångbara idag kräver även stor plats (Jenks, et al., 2015). Av dessa anledningar anses alternativet vara osäkert jämfört med luftkylning eller vattenkylning och att det kan undersökas närmare när adsorptionskylanläggningar med högre COP finns och som eventuellt kan drivas på ännu lägre temperaturer.

Att uppskatta priset på en ORC-anläggning är svårt och det uppskattade priset kan avvika med 44 procent från den faktiska kostnaden när ekonomiska modeller används för att uppskatta kostnaden av en redan existerande anläggning (Lemmens, 2015). Däremot är underhållskostnaderna – de årliga kostnaderna – låga jämfört med investeringskostnaden. Den specifika kostnaden, € per installerad kW, för en ORC-anläggning driven på spillvärme varierar uppskattningsvis mellan 2000 och 4000 €/kW (Lemmens, 2015). Med 2013 års medelvärde på euron (euronu, 2017), som Lemmens (2015) normaliserade mot, blir priset 17 000 till 34 000 SEK per installerad kW.

3.2 Slutet gasturbinsystem

De slutna gasturbinsystemen var intressanta från omkring 1950 fram till 1970-talet, men hade inte de egenskaper som krävdes för att konkurrera med de öppna gasturbinerna som passade bättre för fossileldad elgenerering (Kelsall, et al., 2016). Nu har intresset för slutna gasturbinsystem ökat igen i och med att de hinder som tidigare fanns – till exempel material som tål höga tryck och temperaturer, kompakta och effektiva värmeväxlare för att nämna några – har fått lösningar. Dessutom kan de slutna gasturbinsystemen idag användas inom fler områden, så som solkraftverk och tillvaratagandet av spillvärme (Kelsall, et al., 2016).

Slutna gasturbinsystem har flera fördelar jämfört med andra elproducerande system (Kelsall, et al., 2016):

- Enklare design än ångkraftverk som opererar enligt Rankine-cykeln då det inte behövs lika mycket rör, pumpar och värmeväxlare.
- Mer kompakt än ångkraftverk på grund av det höga trycket som används vilket även kan minska investeringskostnaden.

- Större urval av bränsle jämfört med öppna gasturbinsystem i och med att bränslet inte interagerar med turbinen.
- Det går att välja andra arbetsmedium än luft beroende på vilka förhållanden som turbinen ska användas i.
- Komponenterna förstörs inte av föroreningar eftersom de inte kommer i kontakt med bränsle eller förbränningsluften.

De slutna systemen är däremot dyrare än de öppna på grund av att de är mer utrymmeskrävande och mindre effektiva än de öppna till följd av att de inte kan operera vid samma höga temperaturer vid turbininloppen. Värmeväxlarens värmeegenskaper är vad som begränsar temperaturen i de slutna systemen (Kelsall, et al., 2016).

Precis som för ORC-anläggningar går det även för en sluten gasturbin att använda en rekuperator för att minska det externa värmebehovet och öka verkningsgraden (Chen, et al., 1997). Det är även möjligt att använda flera olika typer av arbetsmedium i slutna gasturbiner. Det arbetsmedium som ger bäst verkningsgrad vid lägre temperaturer är superkritisk koldioxid (Kelsall, et al., 2016). System med superkritisk koldioxid minskar även vikten och storleken på systemet (Kato, et al., 2004).

Förväntad livslängd för ett slutet gasturbinsystem med luft som arbetsmedium är ungefär 100 000 drifttimmar vilket motsvarar strax över 11 år om systemet används årets alla timmar (Kelsall, et al., 2016). Med SVA:s drifttider på ungefär 2100 timmar om året skulle det motsvara nästan 50 år.

Anledningen till att inget slutet gasturbinsystem valdes var för att det inte fanns några kommersiellt gångbara lösningar för det. Det som kom närmast var en transkritisk Rankinecykel med koldioxid som arbetsmedium från företaget Echogen. De har två olika system som kan producera el med nominell effekt på 1,8 MW eller 8 MW (Echogen, 2017a) (Echogen, 2017b). Dessa kunde dock inte implementeras på grund av att rökgasflödet och energiinnehållet i rökgaserna från SVA var för låga för att kunna användas mot Echogens produkter.

3.3 Stirlingmotor

Stirlingmotorn kan liknas vid en sluten gasturbin i det avseendet att arbetsmediet aldrig kommer i direkt kontakt med förbränningsgaserna. Värmen från den externa förbränningen överförs till Stirlingmotorns arbetsmedium som arbetar i ett slutet system. Värmen gör att en kolv rör sig till följd av expansionen i det uppvärmda arbetsmediet och utifrån den rörelsen kan arbete tas ut från motorn (SAAB, 2015). Helium eller vätgas är vanliga arbetsmedium för Stirlingmotorn (Alvarez, 2006b) men helium är vanligast eftersom det är mindre farligt än vätgas på grund av vätgasens lättantändlighet (Nilsson, 1997). Det går även att använda luft men verkningsgraden blir sämre med luft som arbetsmedium (Nilsson, 1997). En Stirlingmotor kan ha en verkningsgrad på upp emot 42 procent (Alvarez, 2006b).

Reglering av en Stirlingmotor kan ske på två sätt. Antingen regleras motorn genom att reglera mängden arbetsmedium i motorn eller genom att ändra temperaturen på den värmemottagande sidan av motorn. Den sistnämnda regleringen är långsammare än den förstnämnda (Nilsson, 1997). Det krävs även en reglering för brännaren som håller den övre temperaturen på rätt nivå om temperaturreglering ska användas. Motorn kyls via en kylkrets som värmeväxlas mot kylvatten (Nilsson, 1997).

Anledningen till att Stirlingmotorn inte valdes var att ingen Stirlingmotor som endast drevs via värmeväxlare hittades. Alla Stirlingmotorer som undersöktes använde en egen förbränningsanordning i anslutning till motorn. För att uppfylla SVA:s behov behövde motorn vara driven av värmen i rökgaserna från SVA:s förbränningsugn istället för att drivas av en egen förbränningsanordning.

4 Ekonomiska modeller

Det finns flera olika beräkningsmodeller när det gäller att avgöra om en investering är lönsam för ett företag eller inte. De som är av intresse för den här rapporten är nuvärdesmetoden, annuitetsmetoden, internräntemetoden, livscykelkostnader och även Pay off-metoden. SVA har även en avskrivningsmetod som används i rapporten. Alla dessa metoder kan på olika sätt användas för att ge en helhetsbild över hur bra ett lösningsförslag är ur en ekonomisk synpunkt.

För att använda de ovannämnda beräkningsmodellerna behöver följande fem parametrar vara kända:

- Grundinvesteringens storlek
- Beräknad livslängd för investeringen
- Storleken på de årliga in- och utbetalningarna som relaterar till investeringen
- Om investeringen kommer att ha något restvärde
- Vilken kalkylränta som företaget kan använda sig av

Grundinvesteringen inkluderar inte bara inköpskostnaden för anläggningens komponenter. Den inkluderar även kostnader för installation, idrifttagning, utbildning av personal för utrustningen och andra kostnader som uppstår till följd av, och i samband med, investeringen (Olsson & Skärvad, 2017).

Livslängden kan vara den tekniska livslängden eller den ekonomiska livslängden. Skillnaden mellan de båda är att den ekonomiska livslängden oftast är kortare än den tekniska i och med att serviceunderhåll kostar och servicen kan behöva komma mer frekvent desto längre den tekniska utrustningen används. Därför används den ekonomiska livslängden vid investeringsberäkningar (Olsson & Skärvad, 2017).

Inbetalningarna är de genererade inkomsterna från investeringen. I fallet SVA blir inbetalningarna de uteblivna utgifterna för den el som SVA fortfarande skulle behöva köpas in om investeringen inte skulle genomföras. Utbetalningarna är de årliga utgifter som uppstår till följd av investeringen. I detta fall blir utbetalningarna de underhållskostnader som medföljer den installerade ORC-anläggningen. Skillnaden i inbetalningar och utbetalningar kallas för inbetalningsöverskott (Olsson & Skärvad, 2017).

Restvärdet för investering är det värde som kan finnas kvar vid skrotning eller försäljning efter det att SVA bedömt den aktuella utrustningen som uttjänt (Olsson & Skärvad, 2017). I och med att SVA inte haft liknande utrustning tidigare och den inte är av avgörande vikt för deras verksamhet kan det antas att utrustningen används tills den slutar fungera och därmed har ett obefintligt restvärde.

Kalkylräntan bestäms av företaget och varierar bland annat beroende på investeringens risk, till vilken ränta som företaget kan låna pengar och hur räntan skulle se ut om pengarna placerades på ett annat sätt än i investeringen (Olsson & Skärvad, 2017).

4.1.1 Nuvärdesmetoden

För att genomföra beräkningar med hjälp av nuvärdesmetoden behövs en nuvärdesfaktor för varje år om inbetalningsöverskottet varierar mellan åren (Olsson & Skärvad, 2017). Nuvärdesfaktorn behövs även för att beräkna nuvärdet av restvärdet i och med att restvärdet sällan är lika stort som det årliga inbetalningsöverskottet. En nusummefaktor förenklar beräkningarna om inbetalningsöverskottet antas vara lika stora för varje år i och med att ekvationen förkortas. Antagande om att inbetalningsöverskottet är lika stort varje år är ofta rimligt att göra då det är svårt att avgöra förändringar i in- och utbetalningar för framtiden (Jernkontoret, u.d.).

För att beräkna nuvärdesfaktorn, NV_{fa} , används ekvation (2) (Olsson & Skärvad, 2017):

$$NV_{fa} = (1 + r_k)^{-n} \quad 2$$

, där r_k är kalkylräntan skriven på decimalform och n är den ekonomiska livslängden för investeringen i antal år. För att beräkna nusummefaktorn, NS_{fa} , används ekvation (3) (Olsson & Skärvad, 2017).

$$NS_{fa} = \frac{1 - (1 + r_k)^{-n}}{r_k} \quad 3$$

För att sedan beräkna nuvärdet, NV , av investeringen görs detta genom ekvation (4) (Olsson & Skärvad, 2017). Som tidigare nämnts är inbetalningsöverskottet, $IÖ$, skillnaden mellan de årliga inkomsterna och de årliga utgifterna som genereras från investeringen. Ekvation (4) används

när IÖ är detsamma för hela livslängden medan ekvationen blir mer komplicerad om IÖ varierar mellan åren.

$$NV = -I + NV_{fa} * RV + NS_{fa} * I\ddot{O} \quad 4$$

Där I står för grundinvesteringskostnaden i SEK och RV står för restvärdet i SEK.

4.1.2 Annuitetsmetoden

Annuitetsmetoden är liknande nuvärdesmetoden, men är mer fördelaktig att använda om investeringarna som ska jämföras har olika lång ekonomisk livslängd eftersom svaret ges i SEK/år. Detta gör det enklare att utläsa vilken investering som är mest ekonomiskt lönsam (Olsson & Skärvad, 2017).

För att genomföra beräkningar med hjälp av annuitetsmetoden behövs nuvärdesfaktorn och annuitetsfaktorn, AN_{fa} . Annuitetsfaktorn räknas ut med ekvation (5) (Olsson & Skärvad, 2017). Annuiteten, AN, beräknas sedan med ekvation (6) (Olsson & Skärvad, 2017).

$$AN_{fa} = \frac{r_k}{1 - (1 + r_k)^{-n}} \quad 5$$

$$AN = AN_{fa} * (I - NV_{fa,n} * RV) \quad 6$$

För att räkna ut överskottet, \ddot{O} , används ekvation (7) (Olsson & Skärvad, 2017). Som för nuvärdesmetoden finns det även en ekvation för överskottet om IÖ skulle variera mellan åren men denna har bortsetts från i och med antagandet om lika stora IÖ varje år.

$$\ddot{O} = I\ddot{O} - AN \quad 7$$

Där IÖ är inbetalningsöverskottet för ett enskilt år som även var fallet för nuvärdesmetoden.

4.1.3 Internräntemetoden

Internräntemetoden skiljer sig från övriga ekonomiska metoder på det sättet att den inte beräknar en investerings lönsamhet i form av pengar eller återbetalningstid, utan den beräknar vid vilken kalkylränta som investeringen går jämnt ut (Olsson & Skärvad, 2017). Detta görs genom att hitta den kalkylränta som ger ett nuvärde på 0 SEK. Internräntemetoden gör det även

överskådligt vilket av flera olika alternativ som ger bäst avkastning då en högre tillåten internränta betyder högre avkastning (Olsson & Skärvad, 2017).

Ekvation (8) används för att beräkna internräntan då $I\ddot{O}$ är lika stort för varje år (Olsson & Skärvad, 2017). Som för de tidigare nämnda metoderna finns en ekvation för varierande $I\ddot{O}$ men denna har inte tagits med i rapporten.

$$I = I\ddot{O} * NS_{fa} + RV * NV_{fa,n} \quad 8$$

NS_{fa} och NV_{fa} innehåller båda kalkylräntan r_k och det är denna som ska lösas ut för att hitta internräntan, IR . Ekvationen förenklas om RV är 0 vilket antas i fallet för SVA. Att hitta IR kräver ofta flera iterationer vilket gör att IR enklast beräknas med någon form av matematiskt hjälpmedel (Olsson & Skärvad, 2017).

4.1.4 Livscykelkostnader (LCC)

Livscykelkostnaden skiljer sig från de övriga metoderna på det sättet att den även inkluderar energikostnader för den anläggning som det ska investeras i. Eftersom energikostnaderna kan vara en avgörande utgift under den ekonomiska livslängden är det viktigt att dessa tas med i investeringsberäkningarna (Jernkontoret, u.d.).

Även i LCC-beräkningar används nusumme faktorn, NS_{fa} . En investerings totala livscykelkostnad, LCC_{tot} , beräknas enligt ekvation (9) om restvärdet antas vara 0 (Jernkontoret, u.d.):

$$LCC_{tot} = I + NS_{fa} * \frac{\text{energikostnad}}{\text{år}} + NS_{fa} * \frac{\text{underhållskostnad}}{\text{år}} \quad 9$$

Beteckningar som används är desamma som tidigare för de ekonomiska metoderna.

Det går även att räkna in en energiprishöjning, om detta förutspås, genom att subtrahera lika många procent från kalkylräntan som energipriset förväntas öka med vid beräkning av NS_{fa} (Jernkontoret, u.d.).

I och med att SVA:s mål med investeringen är att minska den inköpta energin är inte livscykelkostnaden direkt applicerbar på det tilltänkta systemet i sin helhet då systemet i sig är

till för att producera nyttig energi åt SVA. Det kan däremot vara av värde att använda livscykelkostnaden för att analysera delar av systemen som till exempel pumpar och fläktar för att där kunna välja den som ger lägst totalkostnad sett över livslängden.

4.1.5 Pay off-metoden

Pay off-metoden är en enkel analys över hur lång tid en investering tar att återbetala endast genom det årliga inbetalningsöverskottet (Olsson & Skärvad, 2017). Den genomförs genom att dividera grundinvesteringen med inbetalningsöverskottet per år för att ta fram hur många år det tar att betala tillbaka investeringen, se ekvation (10).

$$PB = \frac{I}{\ddot{I}O} \quad 10$$

Där PB är återbetalningstiden i år och de övriga beteckningarna är desamma som tidigare.

4.1.6 Myndigheters investeringsunderlag

Eftersom SVA är en statlig myndighet får de inte använda eget kapital till sina investeringar utan måste låna till investeringar från Riksgäldskontoret (Harbom, 2017). Som myndighet har SVA inget krav på att generera vinst på de investeringar de gör eller att täcka eventuella risker med investeringen, och deras kalkylränta är densamma som den ränta som de lånar pengar till hos Riksgäldskontoret.

SVA brukar använda sig av en avskrivningstid på investering i maskiner på fem år och ombyggnationer på sju år. I vissa undantag kan SVA använda sig av en längre avskrivningstid (Harbom, 2017). Med avskrivningstid menas den tid under vilken en avdelning ska betala av investeringen som gjorts. Avskrivningen sker månadsvis genom att grundinvesteringen delas upp i lika många delar som antal månader som investeringen ska betalas av inom. Utöver avskrivningarna betalar även avdelningen inom SVA en internränta på två procent på restvärdet. I detta sammanhang är restvärdet det värde som är kvar att betala av på investeringen för den givna månaden. Avskrivningssystemet för SVA kan beskrivas med ekvationerna (11) – (13) nedan.

$$Av = \frac{I}{m\ddot{a}} \quad 11$$

Där Av är summan som skrivs av varje månad, I är fortfarande grundinvesteringens storlek och m är antalet månader som avskrivningen ska ske över. Summan som avdelningen ska betala per månad kan då skrivas enligt ekvation (12).

$$Sum = Av + 0,02Rv_m \quad 12$$

Där Rv_m är restvärdet månad m och kan beskrivas av ekvation (13).

$$Rv_m = Rv_{m-1} - Av \quad 13$$

Där Rv_{m-1} är restvärdet från föregående månad. Eftersom restvärdet minskar för varje månad minskas även den ekonomiska belastningen på avdelningen successivt under hela avskrivningstiden.

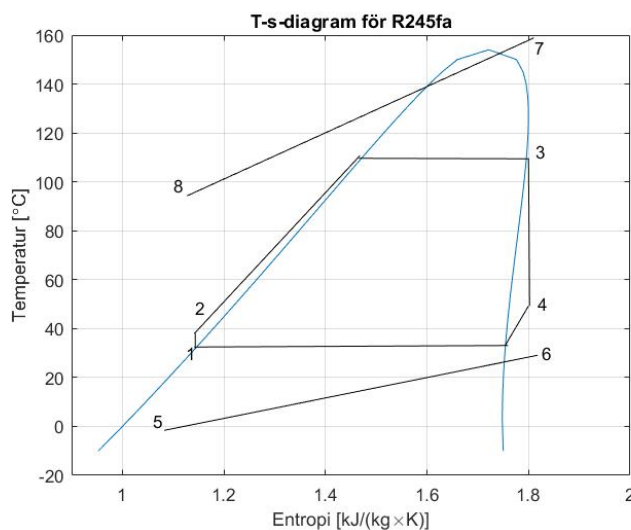
För att en investering inte ska belasta övrig verksamhet på avdelningen ekonomiskt är det den totala månadssumman som ska betalas av avdelningen till SVA som måste täckas av inkomsterna som genereras av investeringen.

5 Metod

Nedan följer en beskrivning över hur information har samlats in, hur data har använts och behandlats och hur simuleringsmodellen har tagits fram. Målet med modellen var att skapa ett program som var tillräckligt brett för att kunna modellera olika energiutvinnande lösningar. Detta skulle genomföras genom att ta in temperaturdata och rökgasflöden från förbränningsugnen och sedan generera hur SVA:s energibehov skulle förändras i form av värme-, kyl- och elbehov samt hur mycket utrymme den nya anläggningen skulle ta i anspråk. Den energilösning som modellerades för SVA:s förhållanden blev en ORC-anläggning med arbetsmedium R245fa. R245fa är ett köldmedium och en mer utförlig förklaring till valet av arbetsmedium följer under 5.5.

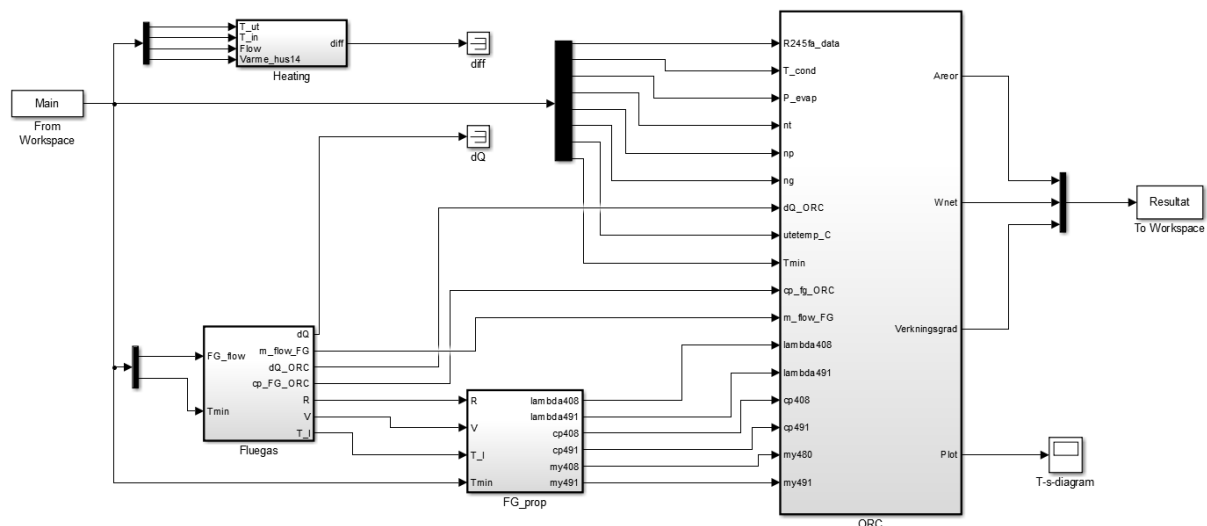
Med de termodynamiska data som fanns att tillgå för arbetsmediet, rökgaserna och utomhusluften skapades en modell som kunde beräkna entalpi och temperatur i de vitala punkterna för en ORC-anläggning. Beräkningpunkterna kan ses i Figur 11 där punkt 1 är mättad vätska innan pumpen, punkt 2 är trycksatt vätska efter pumpen, punkt 3 är mättad ånga efter uppvärmning precis innan turbininloppet. Punkt 4 är överhettad ånga efter turbinen. Se Figur 9a eller Figur 13 för en schematisk bild över hur de olika komponenterna interagerar.

De två frikopplade linjerna 5 – 6 och 7 – 8 beskriver uppvärmningen av kylluften som sker när kondensorn kyls med den kringliggande luften och avkylningen av rökgaserna som sker när arbetsmediet värms upp och förångas i värmeväxlingen mot rökgaserna.



Figur 11. ORC-anläggningens arbetsprincip.

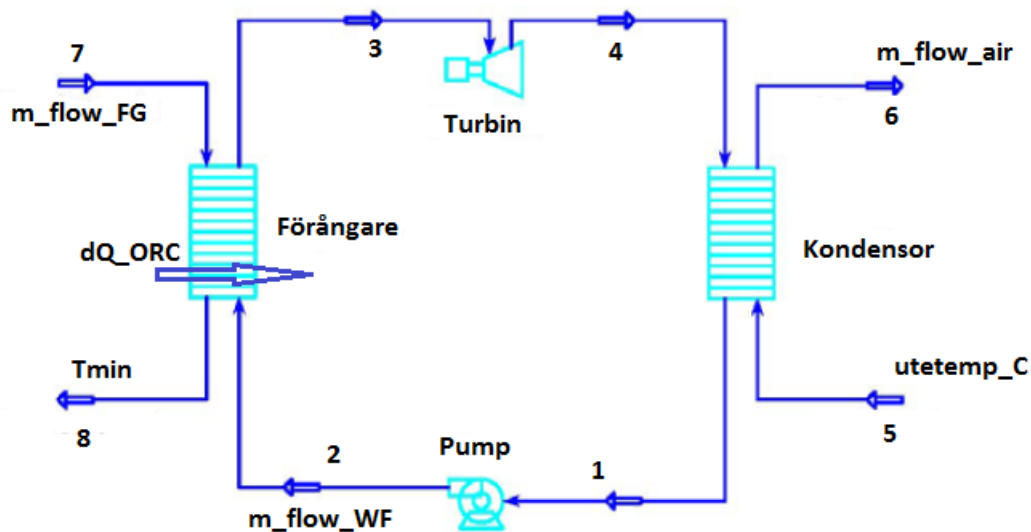
För att ge en mer övergripande bild över hur funktionerna interagerar och vilka resultat som simuleringen producerar skapades ett strukturschema för filerna genom Simulink i MATLAB (se Figur 12). Simulink är ett simuleringsverktyg till MATLAB där varje namngiven ruta motsvarar ett undersystem eller i detta fall en funktion. Pilarna som går in i funktionen motsvarar indata och pilarna som lämnar funktionen är utdata från funktionen. Med den förklaringen framgår det från Figur 12 att det finns fyra funktioner varav tre interagerar med varandra och den fjärde arbetar själv. Funktionerna beskrivs i detalj under respektive rubrik nedan.



Figur 12. Strukturschema för simuleringsmodellen.

För att underlätta förståelsen för Figur 12 visas Figur 13 nedan. I Figur 13 har flöden och variabler specifika för den aktuella modellen skrivits ut för att ge en visualisering av hur ORC-anläggningens komponenter interagerar med varandra i verkligheten och i modellen. För den aktuella modellen blir dQ_{ORC} en konstant då det endast fanns ett momentanvärde för rökgastemperaturen och detsamma gäller för massflödet av rökgaserna. Av den anledningen blir även m_{flow_WF} en konstant eftersom den är direkt beroende av den överförda värmen, dQ_{ORC} . Den variabel som förändras är $utetem_C$ som varierar med utomhustemperaturen. Variationen av denna variabel leder till olika stora massflöden för luften, m_{flow_air} , och i förlängningen även varierande areor för kondensorn. Figur 13 beskriver främst funktionerna *Fluegas*, *FG_prop* och *ORC*. De variabler som inte genereras från dessa funktioner och som används som indata till *ORC* i Figur 12, till exempel verkningsgrader för komponenter, kondenseringstemperatur och förångningstryck, väljs av användaren. Om användaren har

möjlighet går det även att byta arbetsmedium genom att ange andra värden än de som finns i indata *R245fa_data* (den översta pilen in i *ORC* i Figur 12).



Figur 13. Visualisering över variablerna i Figur 12. Bilden är en modifierad version av den skapad i Chen (2014).

5.1 Simuleringar

Simuleringarna har utförts i MATLAB där en skriptfil användts som huvudprogram i vilken det varit möjligt att ange tryck och temperaturer för ORC-anläggningen. Huvudprogrammet anropar fyra funktioner varav en, funktionen *Heating*, beräknar hur väl simulerade data stämmer med verkliga data för värmeöverföringen från rökgaserna till kylvattnet.

Huvudprogrammet anropar även funktionen *Fluegas*, som beräknar värmskillnaden i rökgaserna över värmeväxlingen mot kylvattnet, värmskillnaden i rökgaserna över värmeväxlingen mot ORC-anläggningen, massflödet för rökgaserna och ett medelvärde på den specifika värmekapaciteten vid konstant tryck för rökgaserna. Dessa variabler behövdes för att kunna modellera ORC-anläggningen tillsammans med de utdata som genererades från funktionen *FG_prop*. Funktionen *FG_prop* beräknar värmekonduktivitet, dynamisk viskositet och specifik värmekapacitet vid konstant tryck för rökgaserna. Dessa variabler behövs för att kunna beräkna U-värdet på värmeväxlarna i ORC-anläggningen och även värme-växlarnas areor.

I funktionen *ORC* beräknas hur mycket el som kan produceras med hjälp av värmen i rökgaserna och även skillnaden i elproduktion mellan en ORC-anläggning med respektive utan

rekuperator. Funktionen *ORC* beräknar även areor på värmeväxlarna, minsta tillåtna luftflöde för en luftkyld *ORC*-anläggning och verkningsgraden för *ORC*-anläggningen.

5.2 Informations- och datainsamling

För att samla information kring tekniker som kunde vara av intresse för rapporten genomfördes omfattande litteraturstudier på tekniker som är kommersiellt gångbara idag, har varit kommersiella och är på väg tillbaka samt tekniker som är på väg att bli kommersiella. De tekniker som nämnts i rapporten är de som anses vara av störst intresse för SVA.

Datainsamlingen har främst skett via Akademiska hus databas *Energiportalen* där Akademiska hus sparar energidata för deras lokaler. Vissa data har även hämtats från SVA:s driftsystem *Grabitech*. Termodynamiska data har hämtats från både Alvarez (2006a) och Boles & Cengel (2011). All data har bearbetats i Excel för att den ska kunna presenteras på ett tydligt sätt och för att kunna exportera de data som behövs till MATLAB för simuleringar. De indata som har använts vid simuleringar har varit:

- Rökstemperaturer före och efter värmeväxling mot förbränningsugnens kylvatten angivet i ett momentanvärde uppmätt 8 februari 2017.
- Temperaturer för förbränningsugnens kylvatten före och efter värmeväxling på timbasis för månaderna augusti till december 2016.
- Förbränningsugnens kylvattenflöde på timbasis för månaderna augusti till december 2016.
- Rökgasflödet angivet i ett momentanvärde uppmätt 8 februari 2017.
- Rökassammansättningen angivet som medelvärde för år 2015.
- Termodynamiska data för vatten, rökgaserna och köldmedium R245fa.
- Värmeflöden från ugnen, till fjärrvärmenätet och från fjärrvärmenätet på timbasis för månaderna augusti till december 2016.
- Utomhustemperaturen för år 2016.

5.2.1 Datahantering vid simulering av värmeproduktionen

Vid avsaknaden av temperaturdata för kylvattnet användes samma värden för de timmar som saknades från föregående arbetsdag. Om flera arbetsdagar i följd saknade data simulerades föregående dag som hade fungerande mätvärden igen tills fungerande data återkom. I de fall endast en timme saknades användes medelvärdet mellan de två intilliggande värdena då det

kunde anses som en bättre approximation av verkligheten än att ta det saknade timvärdet från föregående dag.

Om helgdagar saknade temperaturdata simulerades dessa enligt temperaturen för en standardhelg. Senaste helgen med fungerande mätvärden användes då för att ta hänsyn till eventuella årsvariationer i vattentemperaturen. Samma förfarande som för arbetsdagar gällde om endast en timme saknades.

Om en helg inföll under en period utan mätvärden kombinerades de två ovanstående metoderna för att skapa en period bestående av senast fungerande arbetsdagen och senast fungerande helgen.

För att ta hänsyn till saknade mätvärden för vattenflödet antogs medelvärdet vara representativt för flödet under de saknade timmarna eller dygnet då flödet var relativt konstant oberoende av veckodag. Mätarna gav data 89 % av tiden från första augusti till och med sista december 2016.

5.3 Funktionen *Heating*

Funktionens syfte var att kontrollera att de simulerade värdena på värmeproduktionen överensstämde mot de uppmätta data som fanns. Detta gjordes genom att beräkna fram temperaturskillnaden i vattnet över värmeväxlingen mot rökgaserna och sedan beräkna energin som vattnet tagit upp enligt ekvation (14).

$$Q_v = \dot{m}_v c_{p,v} (T_e - T_f) \quad 14$$

Där \dot{m}_v är massflödet för vatten i kg/s, $c_{p,v}$ är den specifika värmekapaciteten för vatten i kJ/kg*K, T_e är temperaturen efter värmeväxlingen och T_f är temperaturen före värmeväxlingen, båda angivna i °C. Massflödet beräknades genom att dividera volymflödet med den specifika volymen v angiven i m³/kg.

Värdet för den specifika volym v beräknades genom att interpolera fram den specifika volymen för trycket 7,23 bar som var angivet hos SVA (Grabitech, 2017b). Eftersom vatten kan approximeras som inkompressibelt (Boles & Cengel, 2011) användes samma specifika volym för alla övriga temperaturer och flöden. Interpolationsdata för den specifika volymen och

vattnets specifika värmekapacitet hämtades från tabell A-5 respektive tabell A-3 från Boles & Cengel (2011).

För att validera hur väl de, av modellen, framräknade energiflödena i kylvattnet överensstämde med de givna data som fanns för energiflödena i kylvattnet, beräknades det totala energibehovet för hus 14 med underhus ut. Detta gjordes genom att subtrahera energiflödet som gick från SVA till fjärrvärmenätet från förbränningsugnens energiflöde och sedan addera energiflödet från fjärrvärmenätet till SVA för varje mätpunkt. De framräknade energiflödet från förbränningsugnen jämfördes sedan mot de uppmätta energiflödet från förbränningsugnen.

5.4 Funktionen *Fluegas*

Vid beräkningar av massflödet av rökgaserna har halterna på ett antal gaser och fasta partiklar erhållits vid 11 % syrgashalt (SVA, 2015b). Halterna är angivna för de torra rökgaserna, alltså rökgaser utan vattenånga. De gaser och fasta föreningar som SVA mäter utsläppen av är stoft, TOC (organiska ämnen i gasform), HCl, SO₂, NO_x och CO. Av dessa utsläpp var NO_x-utsläppen de med högst dygnsmedelvärde, 154 mg/Nm³ per dag, under 2015 där Nm³ står för normalkubikmeter. Normalkubikmeter är ett standardmått på volym som ofta anges vid temperaturen 273 K och atmosfärstryck. Alla mätvärden på de kontrollerade gaserna och partiklarna redovisas i Tabell 3.

Mängden NO_x stod för 75,46 ppm av den totala rökgasvolymen med omräkningsfaktorn 0,49 mellan enheterna mg/Nm³ och ppm (Naturvårdsverket, 1995). Det visar att det är gaser som O₂, N₂, och CO₂ som utgör majoriteten av rökgaserna. Eftersom varken N₂, eller CO₂ mäts av SVA har dessa antagits vara 76 % N₂ och 12 % CO₂. Dessa antaganden är baserade på ett exempel från Alvarez (2006a) och från PipeFlow Calculations (u.d.) och är grundade på halten syrgas som finns i SVA:s rökgaser. Anledningen till att rökgassammansättningen är viktig är för att det annars inte går att räkna ut rökgasens densitet och andra termodynamiska egenskaper vilka behövs för att räkna ut U-värden för värmeväxlare, massflödet och sedermera energiflödet.

Tabell 3. Dygnsmedelvärden för år 2015 på de torra rökgaserna uppmätta av SVA.

Substans	Dygnsmedelvärde [mg/Nm ³ torrgas]
Stoft	0,14
TOC	0
HCl	0,33
SO ₂	0,62
NO _x	154
CO	10,4

Densiteten för en gasblandning, som rökgaserna i detta fall, beräknas med hjälp av den ideala gaslagen, ekvation (15) nedan (Alvarez, 2006a). Där m är massan i kg, V är volymen i m³, p är trycket i Pa, R är gasblandningens gaskonstant i J/kg*K och T är temperaturen i Kelvin.

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{p}{R * T} \quad 15$$

Trycket i det här fallet är atmosfärstryck och temperaturen är satt till 806 °C vilket motsvarar 1079 K och är ett momentanvärde hämtat från SVA:s driftsystem (Grabitech, 2017b).

För att beräkna gaskonstanten, R_{fg} , för rökgaserna användes ekvation (16) nedan (Alvarez, 2006a). Där v_i är volymandelen av gas i angiven i decimaler och R_i är gaskonstanten för samma gas angiven i J/kg*K.

$$R_{fg} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{v_i}{R_i}} \quad 16$$

Vid lågt tryck och hög temperatur kan gaserna i gasblandningen anses vara ideala eftersom tryckförhållandet mellan rådande tryck, p , och trycket vid den kritiska punkten för gasen, p_k , är lågt. Temperaturen på 1079 K gör att gaserna inte heller är nära det fuktiga området. Båda dessa kriterier måste vara uppfyllda för att inte en kompressibilitetsfaktor, Z , ska behöva användas (Alvarez, 2006a). I och med att båda kriterierna är uppfyllda får gaskonstanter för N₂, O₂ och CO₂ vid atmosfärstryck och 20 °C användas (Alvarez, 2006a). Dessa hämtades från Alvarez (2006a) och kan ses i Tabell 4. Anledningen till att 20 °C kan användas är för att gaskonstanten, R , inte är temperaturberoende för ideala gaser.

Tabell 4. Värden på gaskonstanten för rökgaserna vid trycket 1 atm och temperatur 20°C tillsammans med det beräknade värdet på R för rökgassammansättningen.

Gas	R [J/kg*K]
CO ₂	189
N ₂	296,7
O ₂	259,9
Rökgassammansättningen	276,3

Densiteten för rökgaserna räknades sedan ut med hjälp av ekvation (15) till 0,34 kg/m³. Massflödet räknades ut genom att multiplicera densiteten med volymflödet som hämtades från samma driftsystem och samma tidpunkt som temperaturen (Grabitech, 2017a). Volymflödet var 6 700 Nm³/h vilket är detsamma som 1,86 Nm³/s. Som tidigare nämnts är normalkubikmeter ett mått på volym vid trycket 1 atmosfär och 273 K vilket gör att volymflödet måste räknas om till den rådande temperaturen 1079 K. Omräkningen gjordes genom att använda den ideala gaslagen, omskriven som ekvation (17) och (18), vid de olika temperaturerna. Där $p_{norm}=p_{fg}=101\ 325$ Pa, $V_{norm}=1,86$ m³/s, $T_{norm}=273$ K, $T_{fg}=1079$ K och V_{fg} =det nya volymflödet. Detta gav ett volymflöde, V_{fg} , på 7,36 m³/s som, med hjälp av densiteten, kunde skrivas om till ett massflöde, \dot{m}_{fg} , på 2,49 kg/s.

$$p_{norm} * V_{norm} = R_{fg} * T_{norm} \quad 17$$

$$\frac{p_{norm} * V_{norm}}{T_{norm}} = \frac{p_{fg} * V_{fg}}{T_{fg}} \quad 18$$

Eftersom tryckskillnaden före och efter värmeväxlingen är i storleksordningen 0,1 kPa (Grabitech, 2017b) anses trycket under värmeväxlingen med fjärrvärmevattnet vara konstant och värmeflödet kan därför beräknas med ekvation (19) (Alvarez, 2006a).

$$Q_{fg} = \dot{m}_{fg} * c_p * T_{fg} \quad 19$$

Eftersom det är en gasblandning måste den specifika värmekapaciteten vid konstant tryck, c_p , räknas ut för den aktuella gasblandningen vid temperaturen 806 °C och vid 218 °C. Där 218 °C är temperaturen på rökgaserna efter värmeväxlingen (Grabitech, 2017b) och motsvarar 491 K vilket även är temperaturen i punkt 7 i Figur 11. Det är skillnaden i energimängd mellan dessa

temperaturer som överförs till vattnet. Den specifika värmekapaciteten vid konstant tryck räknas ut enligt ekvation (20) (Alvarez, 2006a).

$$c_p = R_{fg} * \sum_{i=1}^3 \frac{v_i}{R_i} * c_{p_i} \quad 20$$

Med de tidigare angivna värdena på volymerna av O₂, N₂ och CO₂, deras respektive gaskonstanter samt den beräknade gaskonstanten för hela blandningen gav ekvation (20) att den specifika värmekapaciteten vid konstant tryck för blandningen vid 1079 K var $c_p \approx 1,18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ och vid 491 K var $c_p \approx 1,04 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$. Varje gas specifika värmekapacitet, c_{p_i} , beräknades genom ekvation (21) (NIST, 2009a).

$$c_{p_i} = A + B * T + C * T^2 + D * T^3 + \frac{E}{T^2} \quad 21$$

Där A, B, C, D och E är konstanter hämtade från NIST (2009a), NIST (2009b) och NIST (2009c). T är temperaturen angiven i Kelvin dividerad med 1000. Värdena för konstanterna vid de olika temperaturerna kan ses i Tabell 5. Värdena för c_{p_i} angavs i J/mol*K och behövde därför räknas om till kJ/kg*K. detta gjordes genom att dividera det beräknade värdet med molekylmassan för den aktuella gasen. Molekylmassorna hämtades från Boles & Cengel (2011) tabell A-1.

Tabell 5. Konstanter för beräkning av den specifika värmekapaciteten för de gaser som ingår i rökgasblandningen.

Konstant	O ₂		N ₂		CO ₂
	100 – 700 K	700 – 2000 K	100 – 500 K	500 – 2000 K	298 – 1200 K
A	31,32234	30,03235	28,98641	19,50583	24,99735
B	-20,23531	8,772972	1,853978	19,88705	55,18696
C	57,86644	-3,988133	-9,647459	-8,598535	-33,69137
D	-36,50624	0,788313	16,63537	1,369784	7,948387
E	-0,007374	-0,741599	0,000117	0,527601	-0,136638

Rökgasernas lägsta temperatur var satt till 135 °C vilket motsvarar 408 K och även är temperaturen i punkt 8 i Figur 11. Med ekvationerna (20) och (21) beräknades

$c_p \approx 1,02 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ vid 408 K. Med hjälp av ekvation (19) kunde sedan effekten som överfördes till ORC-anläggningen beräknas genom skillnaden i värme mellan 491 K och 408 K.

5.5 Funktionen ORC

I denna funktion beräknas effekten på ORC-anläggningen, den termiska verkningsgraden och areorna på värmeväxlarna. Detta har gjorts för en ORC-anläggning med rekuperator och för en ORC-anläggning utan rekuperator.

För att beräkna elproduktionen från ORC-anläggningen bestämdes först ett arbetsmedium genom litteraturstudier och anpassning till SVA:s förhållanden. Arbetsmediet som valdes är R245fa som är ett industrinamn för 1,1,1,3,3-pentafluorpentan och brukar användas i vissa kylar och luftkonditioneringsanläggningar (The Linde Group, u.d.). Anledningen att det blev R245fa var på grund av dess obefintliga påverkan på ozonlagret och låga giftighet för både människa och natur (ECETOC, 2004). R245fa har en relativt hög globaluppvärmningspotential, GWP_{100} , på 950 koldioxidekvivalenter vilket gör den mindre lämpad men fortfarande den mest lämpade kandidaten eftersom alternativa arbetsmedium är brandfarliga (Li, et al., 2015). Termodynamiska data för R245fa hämtades från (ASHRAE, Inc, 2009). Andra undersökta arbetsmedium var R134a, R601a och R1233zd som alla var intressanta alternativ men som valdes bort på grund av lägre elproduktion, brandrisker och för få referensfall. R1233zd var det mest intressanta alternativet i och med den lägre GWP :n och högre effektiviteten jämfört med R245fa (Brasz & Datla, 2014). Anledningen till att detta inte valdes var på grund av för få referensfall i ORC-anläggningar.

De termodynamiska data som fanns tillgänglig för R245fa omfattade bland annat temperatur, tryck, specifik entropi, specifik entalpi, densitet, specifik volym, specifik värmekapacitet vid konstant tryck, viskositet och värmekoduktivitet. Dessa data gällde för mättad vätska och mättad ånga.

För att kunna utföra beräkningar på ORC-anläggningens termiska verkningsgrad och nettoeffekt behövdes även de specifika entalpierna efter pumpen och turbinen räknas ut där arbetsmediet befann sig som antingen trycksatt vätska eller överhettad ånga. För att beräkna den specifika entalpin efter pumpen användes ekvation (22) (Boles & Cengel, 2011).

$$h_{2s} = h_1 + v_1(p_2 - p_1) \quad 22$$

För att h_{2s} ska få enheten kJ/kg anges trycken p_1 och p_2 i kPa, h_1 är den specifika entropin, i kJ/kg, för mättad vätska vid kondensationstrycket p_1 . Vidare är p_2 förångningstrycket och v_1 är den specifika volymen angiven i m^3/kg för arbetsmediet vid tryck p_1 eftersom vätskor kan approximeras som inkompressibla (Boles & Cengel, 2011). Ekvation (22) förutsätter att pumpen är ideal och pumpprocessen följaktligen är reversibel. För att ta hänsyn till den verkliga, irreversibla, pumpprocessen användes ekvation (23) (Boles & Cengel, 2011).

$$h_{2a} = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_p} \quad 23$$

Där index a står för den verkliga punkten, index s står för den isentropa punkten efter pumpen och η_p står för pumpens isentropa verkningsgrad. För att beräkna den specifika entalpin efter turbinen användes ekvation (24) (Boles & Cengel, 2011).

$$h_{4s} = h_{sat,cond,g} + T_{cond}(s_3 - s_{sat,cond,g}) \quad 24$$

Där h_{4s} är den specifika entalpin efter turbinen i kJ/kg, $h_{sat,cond,g}$ är den specifika entalpin för mättad ånga vid kondensationstrycket i kJ/kg, T_{cond} är mättnadstemperaturen i Kelvin vid kondensationstrycket, s_3 är den specifika entropin i kJ/kg*K vid turbininloppet och turbinutloppet om turbinen har en isentrop verkningsgrad, η_t , på 100 procent och $s_{sat,cond,g}$ är den specifika entropin i kJ/kg*K för mättad ånga vid kondenseringstrycket. För att ta hänsyn till att turbinen inte är ideal och följaktligen utför en irreversibel process användes ekvation (25) (Boles & Cengel, 2011).

$$h_{4a} = h_3 - \eta_t(h_3 - h_{4s}) \quad 25$$

Där h_{4a} är den specifika entropin i kJ/kg efter turbinen, h_3 är den specifika entalpin vid turbinens inlopp, η_t är turbinens isentropa verkningsgrad och index är desamma som för ekvation (24).

Massflödet för arbetsmediet i ORC-anläggningen, \dot{m}_{wf} , beräknades med ekvation (26).

$$\dot{m}_{wf} = \frac{Q_{ORC}}{q_{in}} \quad 26$$

Q_{ORC} är den värme som arbetsmediet tar upp från rökgaserna under värmeväxlingen mellan rökgaserna och ORC-anläggningen och q_{in} är skillnaden i specifik entalpi mellan turbininlopp och pumputlopp. Samma massflöde räknades även ut för en ORC-anläggning med rekuperator. Skillnaden för det massflödet är att q_{in} då antar ett mindre värde jämfört med ORC-anläggningen utan rekuperator eftersom en del av värmen som krävs för att värma upp och förånga arbetsmediet då redan har tillförts via rekuperatorn.

Massflödena användes sedan för att beräkna den elektriska nettoeffekten från anläggningen vilken beräknades med ekvation (27) (Li, et al., 2015).

$$W_{net} = W_t - W_p - W_{kyla} = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_{4a}) - \dot{m}_{wf}(h_{2a} - h_1) - W_{kyla} \quad 27$$

Där W_{net} är den elektriska nettoeffekten, W_t är arbetet utträttat i expansionsutrustningen (turbin eller annan expansionsutrustning) och W_p är arbetet som krävs för att driva pumpen i ORC-anläggningen. W_{kyla} är arbetet som krävs för att driva pumpen eller fläktarna som finns för att kyla av kondensorn beroende på val av kylsystem. Arbetet som krävs för att driva kylsystemet måste räknas med eftersom det är ett arbete som tillkommer på grund av ORC-anläggningen och alltså inte är ett existerande effektbehov idag.

För att beräkna verkningsgraden på ORC-anläggningen användes ekvation (28) (Boles & Cengel, 2011).

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{ut}}{q_{in}} \quad 28$$

Där q_{ut} är den specifika energin i kJ/kg som ska kylas bort av kondensorn. Vid beräkningar av den totala elproduktionen som en ORC-anläggning skulle kunna bidra med antogs anläggningen drivas åtta timmar om dygnet, fem dagar i veckan under alla årets veckor. Detta resulterade i en drifttid på 2080 timmar per år. Antagandet grundades i att förbränningsugnen används under samma timmar som övrig verksamhet är aktiv vilket är åtta timmar om dagen under vardagar. Ingen hänsyn togs därmed till semestrar och röda dagar.

5.5.1 Beräkning av arean av värmeväxlarna

För att kunna beräkna storleken på en värmeväxlare behövs en värmegenomgångskoefficient som beskriver hur mycket värme som överförs från det varma till det kalla mediet i en värmeväxlare. Denna värmegenomgångskoefficient benämns som k-värde av Alvarez (2006a) medan annan litteratur (Hu, et al. (2015) och Lakew & Bolland (2010)) använder beteckningen U-värde. U-värdet eller k-värdet har enheten W/m²K. Hädanefter hänvisas värmeövergångskoefficienten till som U-värdet.

Ekvation (29) nedan används för att beskriva effektöverföringen över en värmeväxlare. För att storleken på anläggningen ska kunna uppskattas behöver värmeväxlarnas area, A, beräknas. Detta görs genom att, ur ekvation (29) nedan, lösa ut A (Alvarez, 2006a).

$$P_{tr} = A * U * \Delta T_{log} \quad 29$$

P_{tr} är den överförda effekten i W och ΔT_{log} är den logaritmiska medeltemperaturen över värmeväxlaren. För en motströmsvärmeväxlare används ekvation (30) för att beräkna ΔT_{log} (Alvarez, 2006a). Hädanefter antas alla värmeväxlare vara av motströmstyp. Den logaritmiska medeltemperaturen används för att skapa en medeltemperatur som råder över hela värmeväxlaren. Den behövs eftersom att temperaturen på de medier som strömmar genom värmeväxlaren varierar över värmeväxlaren.

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_{h,inl} - T_{c,utl}) - (T_{h,utl} - T_{c,inl})}{\ln \frac{(T_{h,inl} - T_{c,utl})}{(T_{h,utl} - T_{c,inl})}} \quad 30$$

I ekvation (30) beskriver index inl inloppet till värmeväxlaren, utl utloppet från värmeväxlaren, c det kalla mediet och h det varma mediet.

För att värmeväxlaren ska fungera i praktiken måste det kalla arbetsmediet alltid vara kallare än det varma i och med att värme flödar från högre temperatur till lägre enligt termodynamikens andra huvudsats (Boles & Cengel, 2011). Detta betyder att det krävs villkor för vilka temperaturer som får råda vid värmeväxlarens ändpunkter. För en motströmsvärmeväxlare får till exempel inte utloppstemperaturen för det kalla mediet vara högre än inloppstemperaturen

för det varma mediet och samtidigt får inte inloppstemperaturen för det kalla mediet vara högre än utloppstemperaturen för det varma mediet (Alvarez, 2006a). När dessa villkor ska gälla för en kondensor som ska kondensera överhettad ånga till mättad vätska får alltså inte kondenseringstemperaturen vara lägre än utloppstemperaturen för det kalla mediet och på samma sätt gäller för förångaren att förångningstemperaturen inte får vara högre än lägsta tillåtna temperatur på värmekällan.

För att beräkna det maximalt tillåtna värdet på temperaturen efter kondensatorn för det kalla mediet, som i detta fall har valts till luft, och vilket massflöde som krävs för att nå denna maximalt tillåtna temperatur, användes ekvationerna (31) – (33) (Alvarez, 2006a).

$$P_{tr} = \dot{m}_{wf}(h_{4a} - h_1) \quad 31$$

Där P_{tr} är samma effekt som i ekvation (29) för både ekvation (31) och (32), \dot{m}_{wf} är samma massflöde som i ekvation (26), h_{4a} är samma specifika entalpi som beräknades i ekvation (25) och h_1 är samma specifika entalpi som i ekvation (23).

$$P_{tr} = \dot{m}_{air}c_{p,air}(t_6 - t_5) \quad 32$$

Det som ska lösas ut från ekvation (32) är massflödet \dot{m}_{air} och temperaturen t_6 som uppfyller villkoret om att kondenseringstemperaturen inte får vara högre än utloppstemperaturen på kylmediet. Både $c_{p,air}$ och t_5 är kända i och med att $c_{p,air}$ är tabellerat i Boles & Cengel (2011) och t_5 är utomhustemperaturerna på timbasis som har tillhandahållits av Akademiska hus (2017). Ekvation (33) beskriver hur t_6 beräknades med hjälp av den överförda effekten, utomhustemperaturen och den specifika värmekapaciteten för luft.

$$t_6 = t_5 + \frac{\dot{m}_{wf}(h_{4a} - h_1)}{c_{p,air}\dot{m}_{air}} \quad 33$$

Ekvation (33) måste lösas iterativt via MATLAB där ett startvärde på massflödet, \dot{m}_{air} , ansätts och t_6 för givet massflöde beräknas. Anledningen till att ekvationen måste lösas iterativt är för att det finns två okända, \dot{m}_{air} och t_6 . För att kunna lösa ekvationen krävs även ett gränsvärde som ekvationen måste förhålla sig till, annars är ekvationen inte möjlig att lösa. Eftersom det

inte är optimalt att låta utloppstemperaturen på luften efter värmeväxling vara exakt lika med kondenseringstemperaturen används här en minsta tillåten temperaturskillnad som gränsvärde för ekvationen. Den minsta tillåtna temperaturskillnaden sattes till 3 °C. En sådan temperatur kallas pinch-temperatur. Den beräknade temperaturen, t_6 , jämförs sedan mot den tillåtna pinch-temperaturen skriven som $T_{\text{cond}} - 3$. Om t_6 var för hög ökades det ansatta massflödet med 1 kg/s och beräkningen upprepades tills det att t_6 uppfyllde gränsvärdet för den tillåtna temperaturen, $T_{\text{cond}} - 3$. Koden som utför detta finns i Appendix A under rubriken Funktionen *ORC*.

För att kunna använda ekvation (29) måste värmeväxlarna delas in i olika delar beroende på vilka processer som sker i värmeväxlaren. Därför delas kondensorn in i två delar där den ena delen kyler ner den överhettade ångan till mättad ånga och där den andra delen kondenserar den mättade ångan till mättad vätska. På samma sätt delas förångaren in i en del som förvärmer den trycksatta vätskan till mättad vätska och en del som förångar den mättade vätskan till mättad ånga. De fyra delarna av värmeväxlarna delas sedan in i mindre intervall för att kunna använda ett konstant U-värde för varje intervall (Lakew & Bolland, 2010). För de delar av värmeväxlarna som arbetar med att höja respektive sänka temperaturen på arbetsmediet delas dessa in i temperaturintervall som är lika stora. De delar som gör detta är den del som kyler den överhettade ångan till mättad ånga och den del som värmer upp den trycksatta vätskan till mättad vätska. För kondensering och förångning används ångkvaliteten för att skapa dessa intervall för arbetsmediet medan temperaturintervall fortfarande används för luften och värmekällan (Lakew & Bolland, 2010). I det fall en rekuperator används antas att all värme inom ett intervall för den överhettade ångan överförs till den trycksatta vätskan och genom detta skapar intervall för den trycksatta vätskan också. Intervallen räknades fram genom att använda starttemperaturen, det kända massflödet, den på intervallet överförda värmen och den specifika värmekapaciteten för att räkna fram temperaturen vid intervallets slut. Precis som i Lakew & Bolland (2010) adderas sedan de beräknade areorna för varje intervall ihop för att skapa den totala arean för intervallet. Alla intervallareor adderas sedan ihop för att skapa en gemensam area för kylning och kondensering och en annan area för uppvärmning och förångning.

För att kunna skapa temperaturintervall för arbetsmediet under nerkyllningen från överhettad ånga till mättad ånga beräknades temperaturen efter turbinen ut genom ekvation (34) (Alvarez, 2006a).

$$T_4 = T_{cond} + \frac{h_{4a} - h_{sat,cond,g}}{c_{p,cond}} \quad 34$$

Där T_4 är temperaturen efter turbinen, T_{cond} är kondenseringstemperaturen, h_{4a} är den specifika entalpin efter turbinen, $h_{sat,cond,g}$ är den specifika entalpin för mättad ånga vid kondensationsstrycket och $c_{p,cond}$ är specifik värmekapacitet för kondensationstrycket. Temperaturen efter pumpen beräknades för att ge ett startvärde på de intervall som skulle skapas för rekuperatorn. Den beräknades med ekvation (35) (Alvarez, 2006a):

$$T_2 = T_{cond} + \frac{h_{2a} - h_1}{\Delta c_p} \quad 35$$

Där T_2 är temperaturen efter pumpen, h_{2a} är den specifika entalpin efter pumpen, h_1 är den specifika entalpin för mättad vätska vid kondensationstrycket och Δc_p är medelvärdet av den specifika värmekapaciteten mellan kondensationstrycket och förångningstrycket. I och med att T_2 är högre än T_{cond} kan inte all värme i den överhettade ångan överföras till den trycksatta vätskan när en rekuperator används eftersom rekuperatorn då skulle arbeta åt fel håll under intervallet vid de lägsta temperaturerna. Därför måste det, även när en rekuperator används, alltid finnas en viss mängd överhettad ånga kvar efter rekuperatorn för att försäkra att rekuperatorn fungerar korrekt.

Eftersom U -värdet är beroende av både arbetsmediets egenskaper och temperaturen måste ett nytt U -värde räknas ut för varje intervall som de fyra delarna av värmeväxlarna är indelade i (Lakew & Bolland, 2010). Detta görs genom ekvationerna (36) (Incropera, 2007), (37), (38) och (39).

$$U = \frac{\lambda}{D} \left(\frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{12,7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right) + 1,07} \right) \quad 36$$

Där λ är värmekonduktiviteten i $W/m \cdot K$ för mediet, D är den hydrauliska diametern angiven i meter, för runda rör är den detsamma som rörets innerdiameter, d (Alvarez, 2006a). Vidare är Re det dimensionslösa Reynoldstalet, Pr är det dimensionslösa Prandtltalet och f är den

dimensionslösa Darcys friktionsfaktor som beräknas enligt ekvation (37) (Incropera, 2007). Ekvation (36) gäller endast för fluider som befinner sig i en fas och kan därför inte användas för beräkningar under kondensering eller förångning men används för värmekällan, arbetsmediet då det befinner sig i vätskefas eller gasfas och för kylmediet. Detta medför även att λ är beroende av vilken fas det berörda mediet befinner sig i och att alla de dimensionslösa talen beräknas för samma fas.

$$f = \frac{1}{(0,790 * \ln(Re) - 1,64)^2} \quad 37$$

Ekvationerna (36) och (37) är giltiga för $3000 \leq Re \leq 5\,000\,000$ och $0,5 \leq Pr \leq 2000$ (Incropera, 2007). Ekvation (37) förutsätter ett antagande om släta rör (Incropera, 2007) för att kunna användas vilket antas gälla. Ekvation (38) nedan beskriver hur U-värdet beräknas under förångningsprocessen av arbetsmediet (Lakew & Bolland, 2010).

$$U_{evap} = 0,023 \left(G(1 - \chi) \left(\frac{d}{\mu_l} \right) \right)^{0,8} * Pr^{0,4} * \frac{\lambda_l}{d} \left(1 + 3000Bo^{0,86} + 1,12 \left(\frac{\chi}{1 - \chi} \right)^{\frac{3}{4}} * \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,41} \right) \quad 38$$

Där G är massflödet per areaenhet i $\text{kg/m}^2\text{s}$, χ är ångkvaliteten som varierar mellan 0 och 1, d är rörets innerdiameter angiven i enheten m, μ_l är den dynamiska viskositeten med enhet $\text{kg/s}\cdot\text{m}$ för vätskefasen, Bo är det dimensionslösa kokningsnumret och ρ är densiteten i vätskefas, index l, och i gasfas, index g i kg/m^3 . Värmekonduktiviteten, λ_l , är angiven för vätskefasen och Pr är Prandtltalet för vätskefasen (Saitoh, et al., 2007). På samma sätt som ekvation (38) beskriver förångning beskriver ekvation (39) U-värdets förändring under kondenseringen av arbetsmediet (Lakew & Bolland, 2010).

$$U_{cond} = 0,023 \left(G(1 - \chi) \left(\frac{d}{\mu_l} \right) \right)^{0,8} * Pr^{0,4} * \frac{\lambda_l}{d} \left((1 - \chi)^{0,8} + \frac{3,8\chi^{0,76}(1 - \chi)^{0,04}}{Pr^{0,38}} \right) \quad 39$$

Samma beteckningar som i tidigare ekvationer används även i ekvation (39) (Shah, 1979). För att kunna beräkna U-värdena behöver Reynoldstal och Prandltal för värmekälla, arbetsmedium och kylmedium beräknas och detta görs med ekvation (40) (Crowe, et al., 2013) och (41) (Alvarez, 2006a).

$$Re = \frac{\rho c D}{\mu} = \frac{4\dot{V}}{\pi D \nu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad 40$$

Där samma beteckningar som tidigare används och c är hastigheten i m/s, \dot{V} är volymflödet i m³/s, ν är den kinematiska viskositeten i m²/s och \dot{m} är massflödet i kg/s.

$$Pr = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad 41$$

Där sambandet mellan den kinematiska viskositeten och den dynamiska viskositeten är $\mu = \rho \nu$. Vid beräkningar av Re och Pr för överhettade ångor och trycksatta vätskor görs antagandet att viskositet, värmekonduktivitet och specifik värmekapacitet kan approximeras till den mättade motsvarigheten vid rådande temperatur. Vid jämförelser mot vatten genom MATLAB-funktionen XSteam avvek dessa antaganden med -5 % för den specifika värmekapaciteten till +16 % för värmekonduktiviteten då ångan överhettades med 50 °C.

Under förångningsprocessen behövs även kokningsnumret, Bo , för arbetsmediet och det beräknas enligt ekvation (42) (Abadi, et al., 2016).

$$Bo = \frac{Q/A}{G h_{lg}} \quad 42$$

Där Q är värmeffluet i kJ/s, A är arean på röret i m², h_{lg} är förångningsentalpin i kJ/kg som råder för det valda förångningstrycket och G är fortfarande massflödet per areaenhet.

För att bestämma innerdiametern, d , och arean, A , på rören i värmeväxlaren användes massflödet per areaenhet, G , från Hu, et al. (2015) som i den studien varierades mellan 120 och 210 kg/m²s. För denna rapport valdes dock värdet 210 kg/m²s. Ett värde på 210 kg/m²s kan anses rimligt i och med att om hela massflödet skulle strömma genom ett rör med diametern 5 cm skulle det resultera i ett massflöde per areaenhet på omkring 500 kg/m²s. Eftersom värmeväxlare består av flera rör är det rimligt att anta att diametern är mindre än 5 cm för varje enskilt rör men att antalet rör är tillräckligt många för att massflödet per areaenhet – den totala arean för alla rören – ska vara omkring 210 kg/m²s.

När U-värdet och arean för luftsidan av kondensorn och värmeväxlaren som kyler den överhettade ångan till mättad ånga skulle beräknas behövdes luftens värmekonduktivitet och dynamiska viskositet för varje intervall. Dessa beräknades genom ekvationerna (43) och (44) (Dixon, 2007).

$$\lambda_{air} = 0,02624 \left(\frac{T}{300} \right)^{0,8646} \quad 43$$

Där svaret anges i W/m*K och T är lufttemperaturen i Kelvin.

$$\mu_{air} = \frac{1,458 * 10^{-6} T^{1,5}}{T + 110,4} \quad 44$$

Där svaret ges i kg/s*m. De två ovanstående ekvationerna gäller för olika intervall men omfattas båda av intervallet -30 °C till 230 °C med resulterande fel på under 1 procent (Dixon, 2007). Med hjälp av ekvationerna i detta avsnitt kunde slutligen arean i ekvation (29) lösas ut.

5.6 Funktionen FG_prop

I och med att rökgaserna inte har samma sammansättning som luften kunde inte antagandet att rökgaserna har samma termodynamiska egenskaper som luft göras utan värmekonduktiviteten, λ_{fg} , den dynamiska viskositeten, μ_{fg} , och den specifika värmekapaciteten, $c_{p,fg}$, behövde räknas ut vid temperaturerna 408 K (punkt 8 i Figur 11) och 491 K (punkt 7 i Figur 11) för rökgaserna. Värmekonduktiviteten, λ_{fg} , beräknades genom ekvation (45) (Bromley & Lindsay, 1950).

$$\lambda_{fg} = \sum_{i=1}^3 \frac{\lambda_i}{1 + \frac{1}{y_i} \sum_{j=1, j \neq i}^3 X_{ij} y_j} \quad 45$$

Där λ_i är värmekonduktiviteten för gas i hämtad från Turns (2000) för alla gaser utom koldioxid för vilken ekvation (46) användes för att beräkna värmekonduktiviteten (Alvarez, 2006a). Värdena från Turns (2000) fick interpoleras fram för λ_i i och med att värdena var tabellerade med intervall på 50 K. Vidare är y_i molfraktionen av gas i och beräknades enligt ekvation (47)

(Boles & Cengel, 2011) via ekvationerna (48) och (49). X_{ij} är en konstant som beräknas enligt ekvation (50) (Bromley & Lindsay, 1950) via ekvationerna (51) – (53).

$$\lambda_{CO_2} = 0,014(1 + 0,004 * T) \quad 46$$

Där svaret ges i W/K*m och T är temperaturen i °C.

$$y_i = mf_i \frac{M_{fg}}{M_i} \quad 47$$

Där mf_i är massfraktionen av gas i och beräknas enligt ekvation (48) (Alvarez, 2006a), M_{fg} är molmassan för rökgaserna och beräknas enligt ekvation (49) (Boles & Cengel, 2011). M_i är molmassan för gas i och är hämtad från Boles & Cengel (2011).

$$mf_i = v_i \frac{R_{fg}}{R_i} \quad 48$$

Där v_i är volymandelen av gas, i som angivits i sektion 5.4, R_{fg} är rökgasernas gemensamma gaskonstant och beräknades enligt ekvation (16). Vidare är R_i gaskonstanten för gas i.

$$M_{fg} = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 \frac{mf_i}{M_i}} \quad 49$$

Med beteckningar enligt tidigare. X_{ij} används för att beskriva hur två gasers interaktion påverkar gasblandningens värmekonduktivitet. Ekvationen för X_{ij} kan ha olika utseende enligt Bromley & Lindsay (1950) men ekvationen nedan är jämförelsevis enkel och ger goda resultat.

$$X_{ij} = \frac{1}{4} \left\{ 1 + \left[\frac{\mu_i}{\mu_j} * \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{\frac{3}{4}} * \frac{1 + \frac{S_i}{T}}{1 + \frac{S_j}{T}} \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^2 * \frac{1 + \frac{S_{ij}}{T}}{1 + \frac{S_i}{T}} \quad 50$$

Där M_i är molmassan i kg/kmol för gas i hämtad från Boles & Cengel (2011), T är temperaturen i Kelvin, S_i är Sutherlands konstant för gas i, vilken beräknas enligt ekvation (51) (Bromley &

Lindsay, 1950) angiven i Kelvin. S_{ij} är Sutherlands kollisionskonstant för gaserna i och j och beräknas enligt ekvation (52) (Bromley & Lindsay, 1950) angiven i Kelvin. Kvoten μ_i/μ_j är kvoten mellan de dynamiska viskositeterna för gaserna i och j och beräknas enligt ekvation (53) (Bromley & Lindsay, 1950). För ekvation (50) och (53) är det av vikt att komma ihåg att Bromley & Lindsay (1950) använde andra enheter än SI-systemets vilket gör att enheterna är tvungna att konverteras först från SI-enheter för att kunna användas i ekvationerna och sedan tillbaka till SI-enheter för att kunna användas i beräkningarna. Enligt O'Connell, et al. (2004) anges M i ekvation (50) i enheten g/mol vilket ger samma värde som om M skulle anges i kg/kmol. Eftersom Bromley & Lindsay (1950) använde andra enheter än SI-enheter måste enheten för M varit lb/lbmol eftersom denna enhet ger samma värde på M som om SI-enheter använts.

$$S_i = 1,5T_{Bi} \quad 51$$

$$S_{ij} = \sqrt{S_i S_j} \quad 52$$

Där T_{Bi} är kokpunkten för gasen i Kelvin och är hämtade från Boles & Cengel (2011).

$$\frac{\mu_i}{\mu_j} = \frac{\lambda_i c_{p_j} (9 - 5\gamma_j)}{\lambda_j c_{p_i} (9 - 5\gamma_i)} \quad 53$$

Där c_p är den specifika värmekapaciteten vid konstant tryck för gas i respektive j och γ är kvoten mellan c_p och c_v för respektive gas. Värdena för c_p är beräknade med ekvation (21) och värdena för γ är hämtade från Boles & Cengel (2011). Värdena på γ är även interpolerade till 408 K och 491 K för att beskriva rökgasernas egenskaper så precist som möjligt.

För att beräkna μ_{fg} användes ekvationerna (54) – (56) (O'Connell, et al., 2004).

$$\mu_{fg} = \sum_{i=1}^3 \frac{y_i \mu_i}{\sum_{j=1, j \neq i}^3 y_j \phi_{ij}} \quad 54$$

Där μ_i är den dynamiska viskositeten för gas i, y är molfraktionen beräknad enligt ekvation (47) och ϕ_{ij} är en konstant som beräknas enligt ekvation (55). Konstanten ϕ_{ij} är en interaktionsparameter för gaserna i och j (O'Connell, et al., 2004).

$$\phi_{ij} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2}{\left[8 \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right) \right]^{\frac{1}{2}}} \quad 55$$

Där index i och j betecknar de två olika gaserna och övriga beteckningar används på samma sätt som i tidigare ekvationer. Värden för μ för syrgas och kvävgas är hämtade från Turns (2000) och för koldioxid är μ hämtat från (Fenghour, et al., 1998). Alla använda värden på μ är interpolerade till 408 K eller 491 K. För att hitta ϕ_{ji} användes ekvation (56).

$$\phi_{ji} = \frac{\mu_j}{\mu_i} \frac{M_i}{M_j} \phi_{ij} \quad 56$$

Den specifika värmekapaciteten för rökgaserna, $c_{p,fg}$, beräknades enligt ekvation (57) (Alvarez, 2006a).

$$c_{p_{fg}} = \sum_{i=1}^3 m_{fi} * c_{p_i} \quad 57$$

6 Resultat

Nedan följer en kort beskrivning av det system som simulerats och resultaten för en simulering beskrivs under sektion 6.1. I samma sektion ingår även en förklaring till de parametrar som valts för simuleringarna. Därefter följer sektion 6.2 med resultaten för hur ett varierande förångningstryck skulle påverka elproduktionen och i sista sektionen, 6.3, följer de ekonomiska resultaten som baseras på den högsta elproduktionen som erhöles från simuleringarna med varierande förångningstryck.

6.1 Simulerad ORC-anläggning med luftkylning

Systemet ska drivas av rökgaserna efter kylning mot förbränningsugnens kylvattenflöde där rökgaserna fortfarande har en temperatur på över 200 °C (Grabitech, 2017b) vilket går att jämföra med systemet som Lemmens (2015) studerade. Det systemet hade rökgaser med temperaturer mellan 150 och 250 °C (Lemmens, 2015). Att det är rökgaserna efter kylning som används gör att systemet kan placeras utomhus, till exempel på taket, för att undvika utrymmesbegränsningarna som kommer med att placera systemet inomhus. Systemet kan då också luftkylas enklare vilket gör att ett kylsystem av liknande typ som Lemmens (2015) jämförde mot kan användas. Anledningen till att det valda systemet utrustats med en luftkyld kondensor beror på att underhållskostnaderna kan bli lägre för ett sådant system då luftkylda kondensorer inte behöver samma mängd tillsyn som vattenkylda kondensorer (Cheremisinoff, 2000). Dessutom behöver inte SVA använda mer vatten till kyltornet än vad som används idag i och med valet av ett luftkyld system. Som tidigare nämnts bör förångningstrycket i anläggningen inte överstiga 20 bar i och med att säkerhetsföreskrifterna då blir mer omfattande och materialkostnaderna högre (Drescher & Bruggemann, 2007).

En simulering med parametrar enligt Tabell 6 nedan kördes för att skapa en bild av hur en luftkyld ORC-anläggning skulle presterar. Utöver de givna parametrarna i Tabell 6 användes även termodynamiska data för R245fa, termodynamiska egenskaper hos rökgaserna och utomhustemperaturen som parametrar för simuleringen. För denna simulering användes ett kondensorsystem som klarar standarden A+ i Tabell 2 och K-värdet sattes till medelvärdet för standarden A+ vilket motsvarar $K=200$. Förångningstrycket sattes till 15 bar i och med att det ligger under 20 bar som var gränsen för högre säkerhetsföreskrifter och dyrare material. Kondenseringstemperaturen sattes till fyra grader högre än den högsta uppmätta temperaturen på utomhusluften under 2016 för att modellen skulle klara pinch-villkoret på 3 °C. Samtidigt

behövde utomhusluften kunna värmas minst en grad för att modellen skulle fungera och därför valdes kondenseringstemperaturen till 35 °C. Verkningsgraderna för turbin, pump och generator valdes efter verkningsgrader som har använts under kurserna Termisk energiteknik och Teknisk termodynamik vid Uppsala universitet. Den lägsta rökgas-temperaturen valdes efter rekommendation från Rosenkvist (2017) och drifttimmarna anpassades efter SVA:s övriga verksamhet. Massflödet och den överförda värmen beräknades fram av modellen utifrån given data.

Tabell 6. Driftparametrar för ett alternativ till luftkyld ORC-anläggning.

Parameter	Värde	Enhet
Förångningstryck	15	bar
Kondenseringstemperatur	35	°C
Turbinverkningsgrad	0,8	-
Pumpverkningsgrad	0,8	-
Generatorverkningsgrad	0,98	-
Överförd värme till ORC	236	kW
Lägsta temperatur rökgaser	135	°C
Massflöde rökgaser	2,49	kg/s
C _p rökgaser	1,03	kJ/(kg*K)
Drifttid	2080	h

Simuleringen resulterade i att värden på elproduktion, nettoeffekt, bruttoeffekt, termisk verkningsgrad, kyleffekt och areor enligt Tabell 7 erhöles för en ORC-anläggning med rekuperator och för en ORC-anläggning utan rekuperator.

Tabell 7. Beskriver hur ORC-anläggningen med driftparametrar enligt Tabell 6 presterar för de givna driftparametrarna.

Parameter	Värde		Enhet
	Med rekuperator	Utan rekuperator	
Elproduktion	61,5	56,1	MWh/år
Elektrisk nettoeffekt	29,6	27,0	kW
Elektrisk bruttoeffekt	32,6	29,8	kW
Termisk verkningsgrad	13,2	12,1	%
Total area av värmeväxlare	501	341	m ²
Total kylarea	261	199	m ²
Kylbehov	205	208	kW

6.2 Elproduktion utifrån varierande tryck

Här nedan beskrivs resultaten av simuleringarna för luftkylda ORC-anläggningar där kondenseringstemperaturen hålls konstant vid samma värde som i Tabell 6 men förångningstrycket varieras från 3 bar, vilket är 1 bar över kondensationstrycket, till 20 bar. När alla parametrar i Tabell 6 hölls konstanta utom förångningstrycket erhöles resultaten enligt Tabell 8 och Tabell 9 för elproduktion, elektrisk nettoeffekt och elektrisk bruttoeffekt för en anläggning utan rekuperator (Tabell 8) respektive en anläggning med rekuperator (Tabell 9).

Tabell 8. Elproduktion, elektrisk netto- och elektrisk bruttoeffekt för en ORC-anläggning utan rekuperator. Trycken som visas i tabellen varierar från 10 till 20 bar. Tryck under 10 bar medförde lägre elproduktion än de i tabellen angivna.

Tryck [bar]	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Elproduktion [MWh/år]	45,4	47,7	50,0	53,8	53,6	56,1	58,4	58,2	60,4	60,2	62,2
Nettoeffekt [kW]	21,8	22,9	24,0	25,9	25,8	27,0	28,1	28,0	29,0	29,0	29,9
Bruttoeffekt [kW]	24,2	25,4	26,6	28,6	28,6	29,8	31,1	31,1	32,2	32,2	33,3

Tabell 9. Elproduktion, elektrisk netto- och elektrisk bruttoeffekt för en ORC-anläggning med rekuperator. Trycken som visas i tabellen varierar från 10 till 20 bar. Tryck under 10 bar medförde lägre elproduktion än de i tabellen angivna.

Tryck [bar]	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Elproduktion [MWh/år]	48,8	51,6	54,3	58,8	58,6	61,5	64,3	64,1	66,7	66,5	68,8
Nettoeffekt [kW]	23,5	24,8	26,1	28,3	28,2	29,6	30,9	30,8	32,1	32,0	33,1
Bruttoeffekt [kW]	25,9	27,4	28,8	31,1	31,1	32,6	34,1	34,1	35,4	35,5	36,7

Den högsta elproduktionen nåddes då tryckskillnaden var som högst mellan kondensationsstrycket och förångningstrycket. Eftersom kondensationstrycket hölls konstant i och med att kondensationstemperaturen hölls konstant sker detta då förångningstrycket når den övre satta tryckgränsen på 20 bar. För att nå dessa elproduktioner behöver SVA höja rökgastemperaturen efter värmewäxling mot fjärrvärmevattnet från 218 °C till 227 °C. Detta skulle kunna

möjliggöras genom att minska flödet på vattensidan av värmeväxlingen mellan fjärrvärmevattnet och rökgaserna.

Med en elproduktion på 62,2 MWh per år skulle månadsproduktionen bli 5,18 MWh. SVA:s elbehov per månad fluktuerar omkring 500 MWh enligt Figur 7 och elproduktionen skulle då motsvara ungefär en procent av det totala elbehovet hos SVA. För en ORC-anläggning med rekuperator skulle månadsproduktionen bli 5,73 MWh vilket fortfarande motsvarar dryga en procent av SVA:s totala elbehov.

Om elproduktionen från ORC-anläggningen skulle avsättas för endast ångproduktion skulle en ORC-anläggning utan rekuperator kunna stå för mellan 2,7 och 4,5 procent av elbehovet i och med att ångbehovet varierar mellan månaderna. En ORC-anläggning med rekuperator skulle kunna stå för mellan 3,0 och 5,0 procent. Om elen istället avsätts till kylanläggningarna skulle en ORC-anläggning utan rekuperator kunna stå för mellan 6,2 och 13,8 procent medan en ORC-anläggning med rekuperator skulle kunna stå för mellan 6,8 och 15,2 procent av det totala behovet.

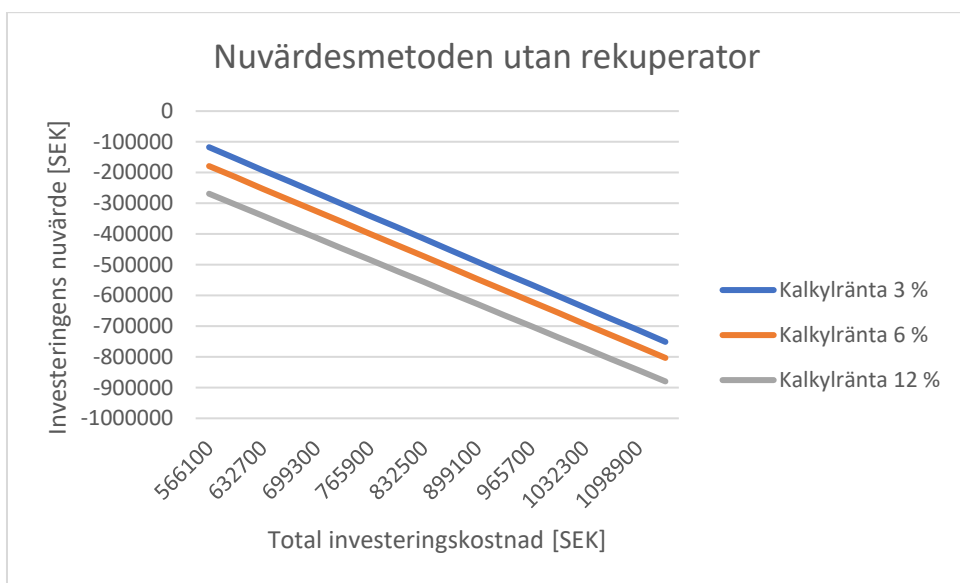
6.3 Ekonomiska resultat

Alla ekonomiska resultat är baserade på den högsta elproduktionen och den elektriska bruttoeffekten som krävs för att leverera denna elproduktion. För de ekonomiska beräkningarna har investeringskostnaderna för anläggningen antagits ligga inom de intervall som Lemmens (2015) presenterade. Eftersom mindre anläggningar hade en högre investeringskostnad per installerad kW är det även rimligt att anta att en anläggning som den som föreslås för SVA ligger närmare 34 000 SEK/kW än 17 000 SEK/kW i investeringskostnad. Underhållskostnaderna för en ORC-anläggning antas årligen vara en summa som motsvarar 1,4 procent av investeringskostnaden (Lemmens & Lecompte, 2017).

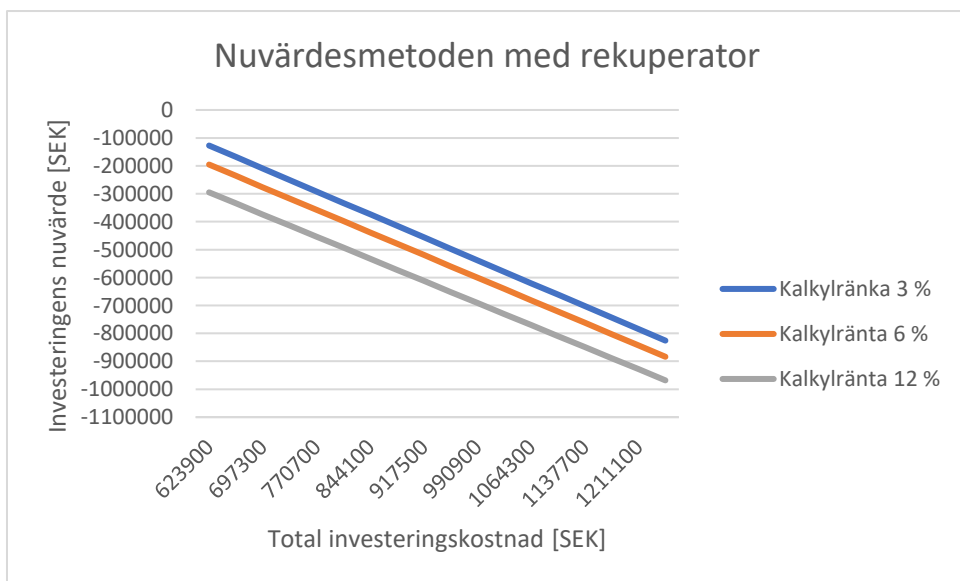
För de ekonomiska beräkningarna har de tidigare nämnda ekonomiska modellerna använts med tre olika kalkylräntor, tre procent, sex procent och tolv procent hämtade från Lemmens & Lecompte (2017). Den ekonomiska livslängden antogs vara tio år vilket är en tredjedel av den tekniska livslängden av turbinen (Declaye, et al., 2013).

Vidare har även SVA:s modell använts för att undersöka vilken ekonomisk belastning som skulle läggas på avdelningen som skulle göra investeringen. SVA:s metod har använts för avskrivningstiderna fem, sju och tio år. Det elpris som använts vid beräkningarna är 97,3 öre/kWh och har hämtats från Akademiska hus som debiterar SVA för elanvändningen (Olofsson, 2017).

Figur 14 och Figur 15 nedan visar att investeringen inte skulle vara lönsam enligt nuvärdesmetoden oberoende av kalkylränta eller den specifika investeringskostnaden för anläggningen då båda figurerna visar på ett negativt nuvärde.

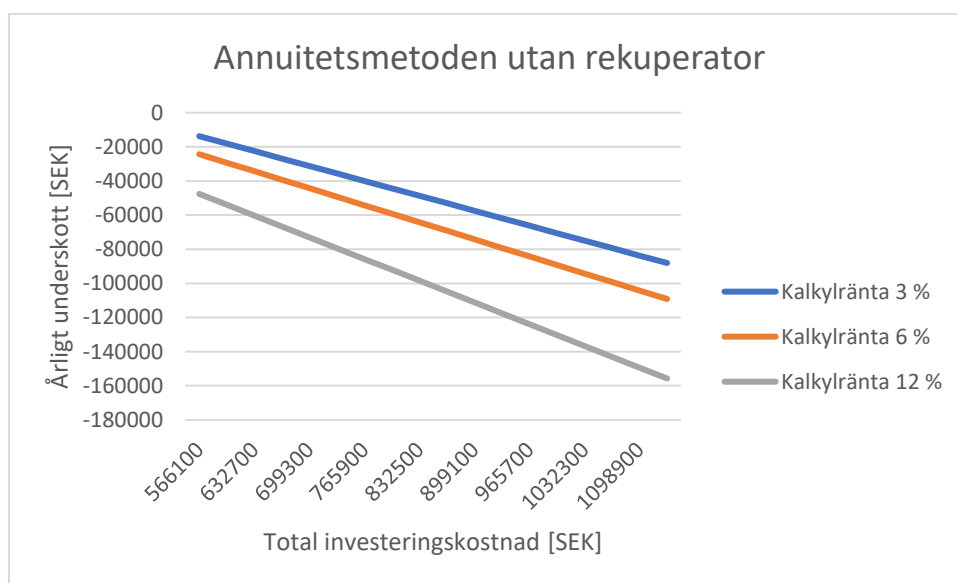


Figur 14. Resultat för nuvärdesmetoden för tre olika kalkylräntor för en ORC-anläggning utan rekuperator där investeringskostnaden varierade från 17 000 SEK/kW till 34 000 SEK/kW.

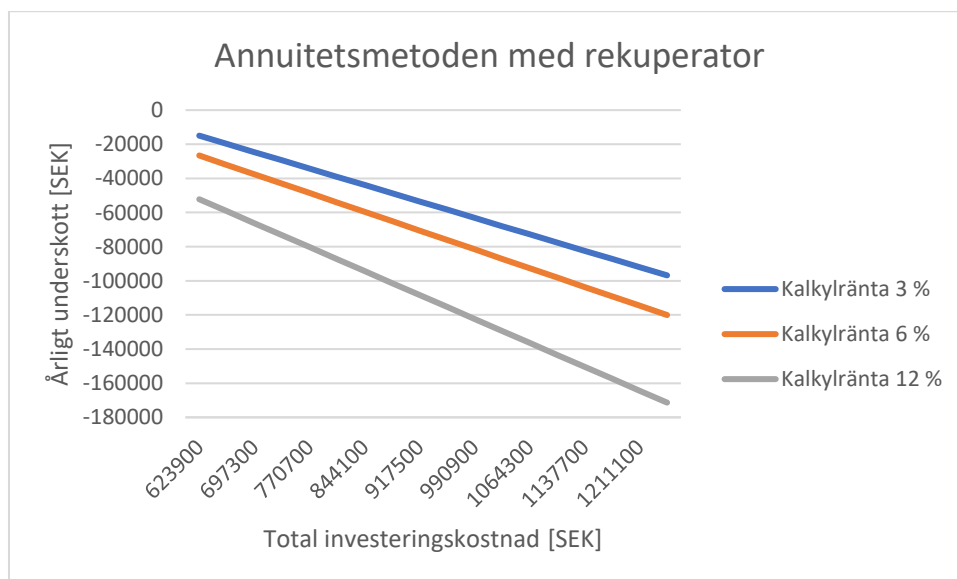


Figur 15. Resultat för nuvärdesmetoden för tre olika kalkylräntor för en ORC-anläggning med rekuperator där investeringskostnaden varierade från 17 000 SEK/kW till 34 000 SEK/kW.

Figur 16 och Figur 17 nedan visar annuitetsmetodens resultat och ska vara positiva, generera ett överskott, för att leda till att en investering kan genomföras utan ekonomisk förlust. Båda figurerna visar negativa resultat, underskott, vilket betyder att investeringen inte skulle generera någon vinst under de 10 år som använts som ekonomisk livslängd. Att annuitetsmetoden och nuvärdesmetoden genererar samma resultat angående ett investeringsbeslut följer teorin bakom metoderna som beskrevs av Olsson & Skärvad (2017).

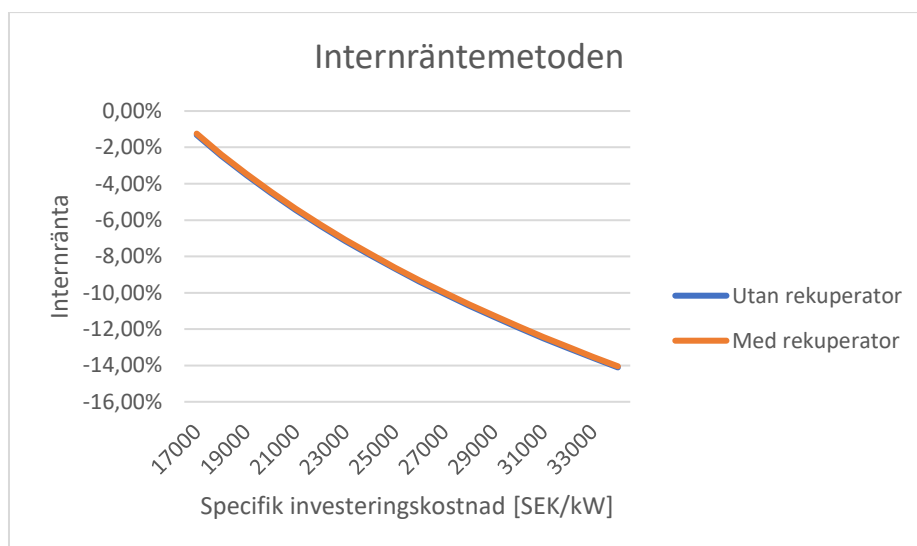


Figur 16. Annuitetsmetodens resultat för tre olika kalkylräntor med en ekonomisk livslängd på tio år som en funktion av den specifika investeringskostnaden. Den specifika investeringskostnaden varierades från 17 000 till 34 000 SEK/kW för en ORC-anläggning utan rekuperator.



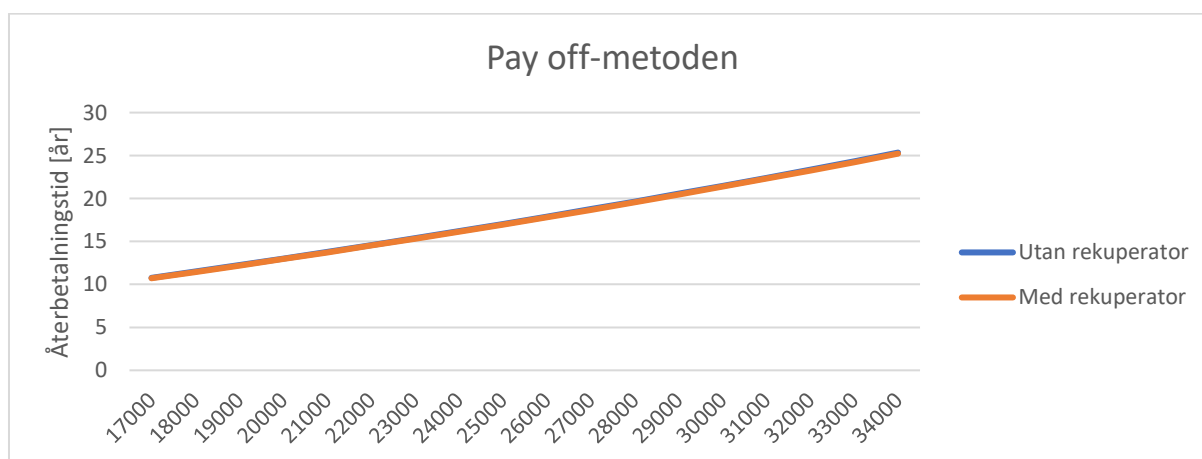
Figur 17. Annuitetsmetodens resultat för tre olika kalkylräntor med en ekonomisk livslängd på tio år som en funktion av den specifika investeringskostnaden. Den specifika investeringskostnaden varierades från 17 000 till 34 000 SEK/kW för en ORC-anläggning med rekuperator.

Figur 18 visar vilken kalkylränta som skulle göra att ORC-anläggningen bar den egna kostnaden. Oavsett om anläggningen utrustas med eller utan rekuperator krävs en negativ kalkylränta för att anläggningen ska bära den egna kostnaden för alla de specifika investeringskostnaderna som undersökts för den ekonomiska livslängden tio år.



Figur 18. Internräntemetodens resultat för vilka kalkylräntor som resulterar i att investeringen bär de egna kostnaderna över tio år.

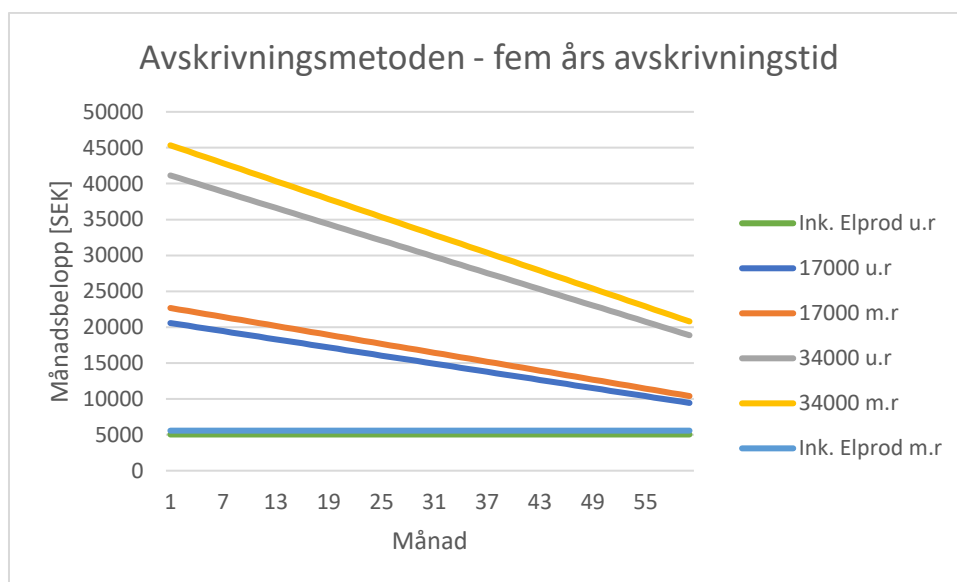
Figur 19 visar återbetalningstiden som funktion av den specifika investeringskostnaden. Det finns ingen påtaglig skillnad i återbetalningstid för en anläggning med rekuperator jämfört med en anläggning utan rekuperator. Den rena återbetalningstiden varierar från 11 år till 26 år beroende på den specifika investeringskostnaden. Detta är längre än den satta ekonomiska livslängden på 10 år men kortare än den tekniska livslängden för turbinen vilken är uppskattad till 30 år.



Figur 19. Pay off-metodens resultat för ORC-anläggningar med och utan rekuperator som funktion av den specifika investeringskostnaden.

Nedan visas resultaten för den avskrivningsmetod som används hos SVA. I varje figur ingår två linjer som motsvarar inkomsterna som genereras av elproduktionen med och utan rekuperator. För att en investering precis ska bära de egna kostnaderna ska denna linje skära minst en av de övriga linjerna efter halva avskrivningstiden eftersom den då, efter halva avskrivningstiden, börjar generera mer pengar till avdelningen än vad de betalar för den vilket efter avskrivningsperiodens slut skulle ge en nettoskillnad på 0 SEK.

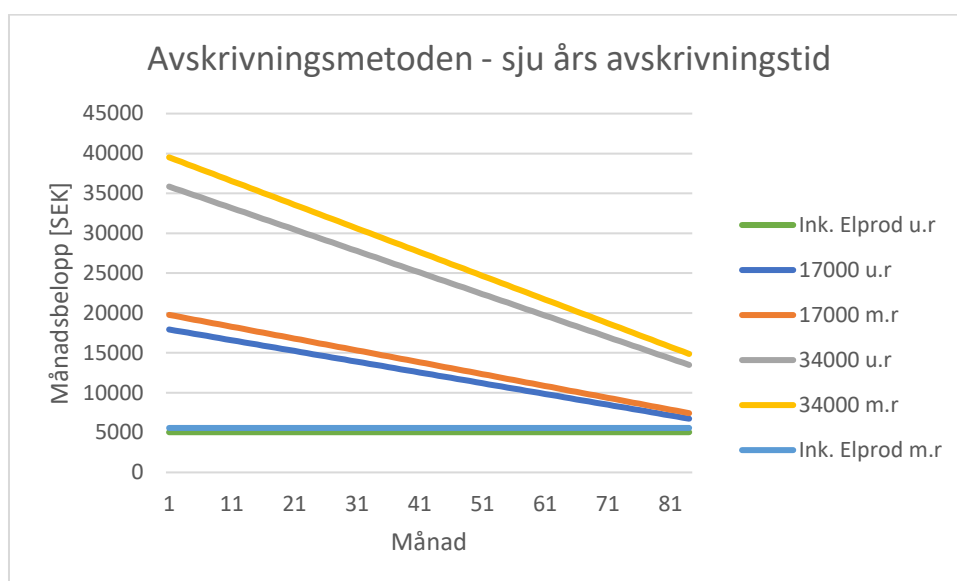
Figur 20 visar resultatet för SVA:s avskrivningsmetod med avskrivningstiden fem år. I figuren ingår sex linjer där de som namnges med *u.r* beskriver en ORC-anläggning utan rekuperator och de som namnges med *m.r* beskriver en ORC-anläggning med rekuperator. För de båda fallen finns även en linje som visar inkomsterna från den producerade elen. De specifika investeringskostnaderna som tagits med i Figur 20 är ytterligheterna i det spann som undersöktes, alltså 17 000 SEK/kW och 34 000 SEK/kW. Resultaten visar som de tidigare att en investering i en ORC-anläggning inte skulle vara lönsam i och med att en sådan investering inte skulle klara av att bära sina egna kostnader och följaktligen bli en ekonomisk belastning för avdelningen.



Figur 20. SVA:s avskrivningsmetod med avskrivningstiden fem år.

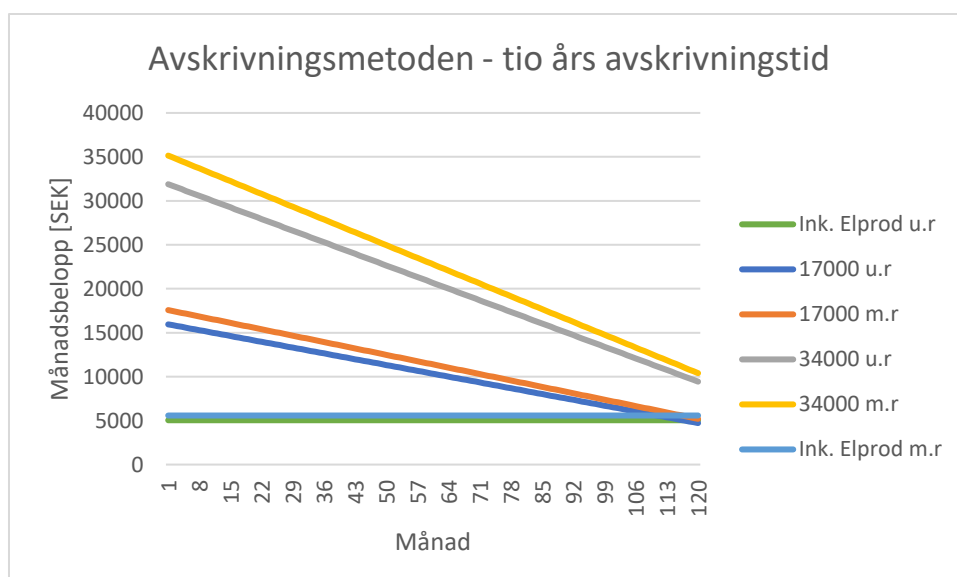
Figur 21 beskriver samma sak som Figur 20 men avskrivningstiden har ökat till sju år istället för fem. Med den längre avskrivningstiden minskar månadskostnaderna för både ORC-

anläggningen med rekuperator och för den utan rekuperator. Detta syns genom att linjerna som representerar inkomsterna från elproduktionen närmar sig de övriga linjerna.



Figur 21. SVA:s avskrivningsmetod med avskrivningstiden sju år.

Figur 22 nedan visar hur månadskostnaderna för avdelningen skulle se ut om avskrivningstiden ökades till tio år. I figuren syns hur de raka linjerna skär de linjer som motsvarar en specifik investeringskostnad på 17 000 SEK/kW i slutet av avskrivningstiden.



Figur 22. SVA:s avskrivningsmetod med avskrivningstiden tio år.

7 Känslighetsanalyser

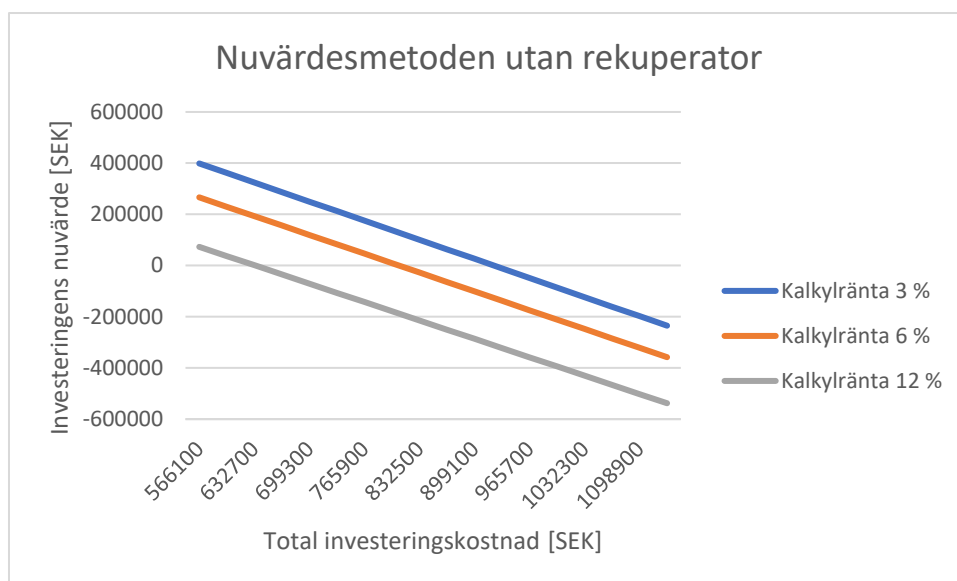
Känslighetsanalyser har genomförts på de ekonomiska resultaten utifrån tre parametrar. Den första parametern som testades var drifttiden och den andra som testades var elpriset. Drifttiden testades genom att fördubbla den till 4160 timmar och elpriset testades genom att öka det med 20 procent. Båda dessa parametrar påverkar direkt inkomsterna som genereras från ORC-anläggningen och därför valdes även den ekonomiska livslängden in som parameter för att undersöka hur den påverkade resultaten. Den ekonomiska livslängden förlängdes till 20 år. För SVA:s modell förlängdes avskrivningstiden till 20 år vid känslighetsanalysen av den ekonomiska livslängden.

7.1 Drifttimmar

I och med att SVA idag förbränner 388 ton per år (SVA, 2015a) men har tillstånd för 1200 ton (Länstyrelsen Uppsala län, 2005) betyder det att det antingen finns potential att förbränna mer eller att det råder brist på förbränningsmaterial. Här görs antagandet att det är möjligt att förbränna den dubbla mängden material varje år. Det som gör denna förändring intressant att undersöka är att andra ORC-anläggningar (Lemmens & Lecompte, 2017) och (D'haeseleer, et al., 2015) har haft drifttimmar på över 5000 timmar per år. Med denna känslighetsanalys närmar sig den föreslagna anläggningen dessa drifttider.

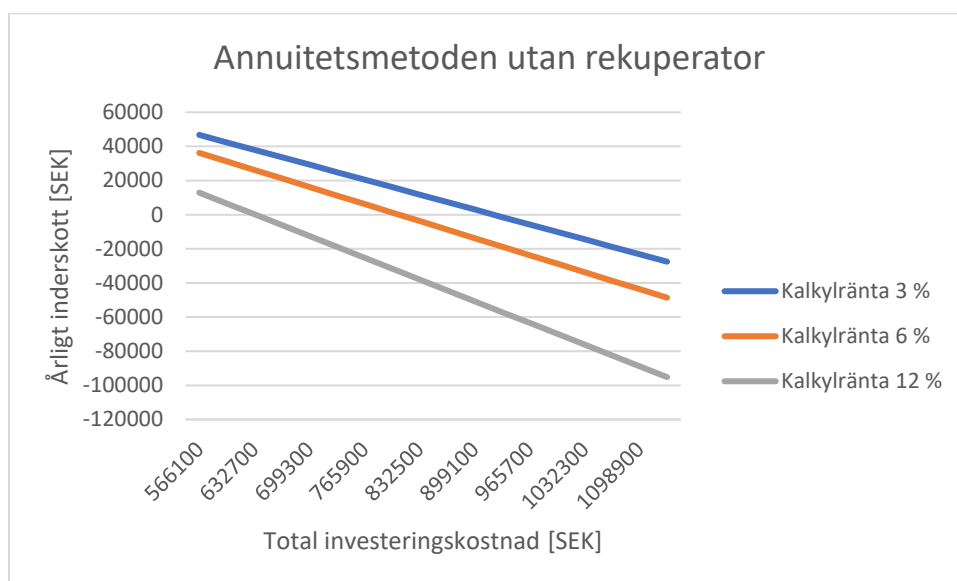
Nedan visas resultaten för samma ekonomiska modeller men med en drifttid på 4160 timmar istället för 2080 timmar. Eftersom trenderna för anläggningar med och utan rekuperator var snarlika redovisas här endast en figur för varje ekonomisk modell och de två längre avskrivningstiderna, sju och tio år, redovisas för avskrivningsmetoden.

Figur 23 visar att alla de tre undersökta kalkylräntorna kan resultera i en lönsam investering beroende på hur stor investeringskostnaden blir. Vilket tyder på att drifttiden är avgörande för en ORC-anläggnings lönsamhet.



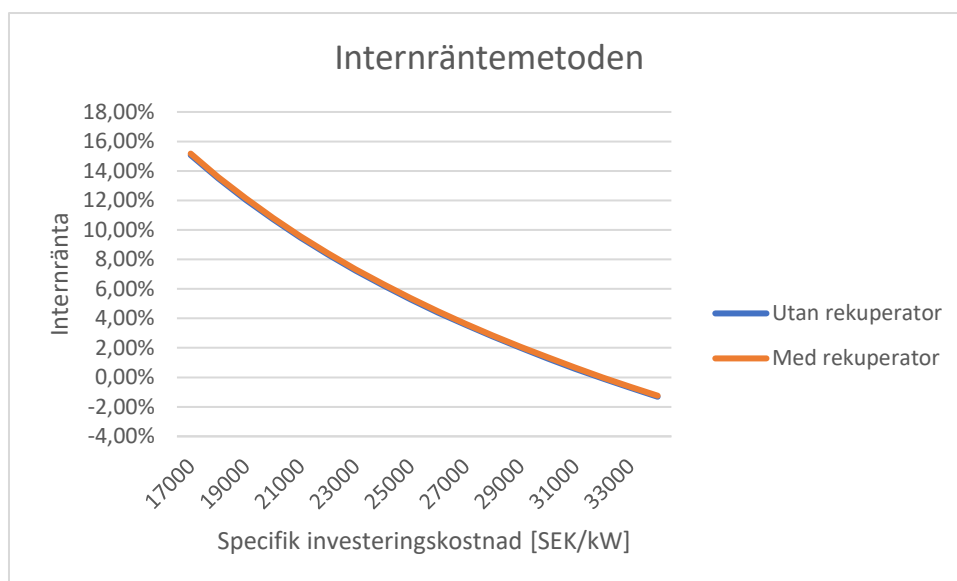
Figur 23. Resultat av nuvärdesmetoden för 4160 drifttimmar per år.

Figur 24 visar som nuvärdesmetoden att investeringen kan vara lönsam vid de lägre investeringskostnaderna men att de två lägre kalkylräntorna tillåter högre investeringskostnader.



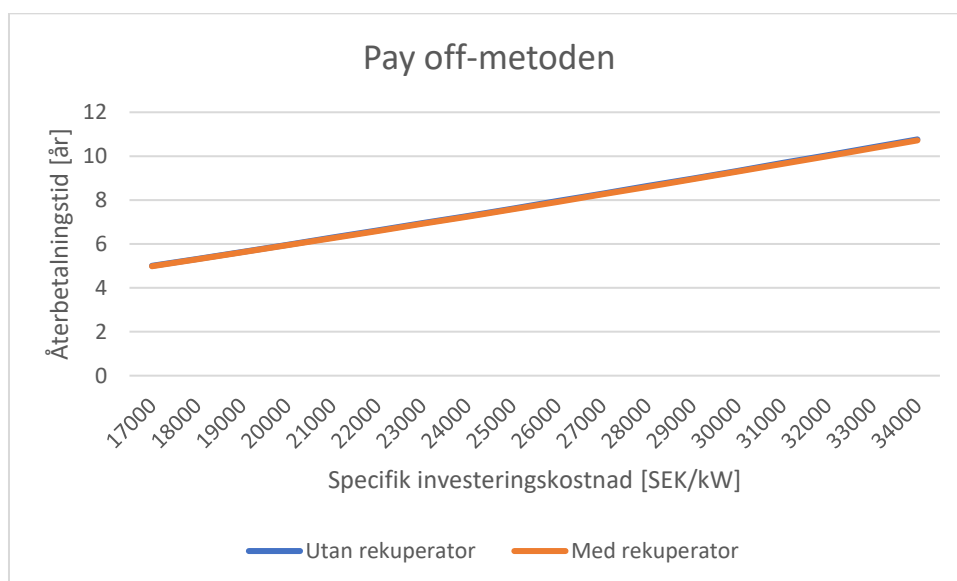
Figur 24. Resultat av annuitetsmetoden för 4160 drifttimmar per år.

Figur 25 visar att kalkylräntan kan vara positiv för flertalet av de undersökta specifika investeringskostnaderna när drifttimmarna fördubblas. När drifttimmarna var 2080 timmar per år behövde kalkylräntan vara negativ för alla specifika investeringskostnader.



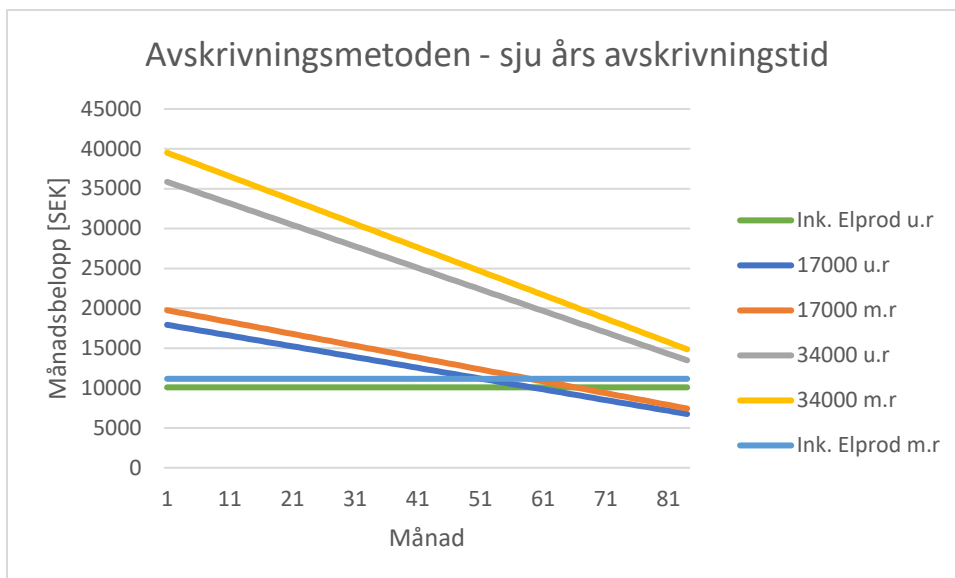
Figur 25. Resultat för internräntemetoden vid 4160 drifttimmar per år.

Figur 26 visar att återbetalningstiden för en anläggning med specifik investeringskostnad på 34 000 SEK/kW vid 4160 drifttimmar per år är lika lång som en anläggning med specifik investeringskostnad på 17 000 SEK/kW och 2080 drifttimmar.

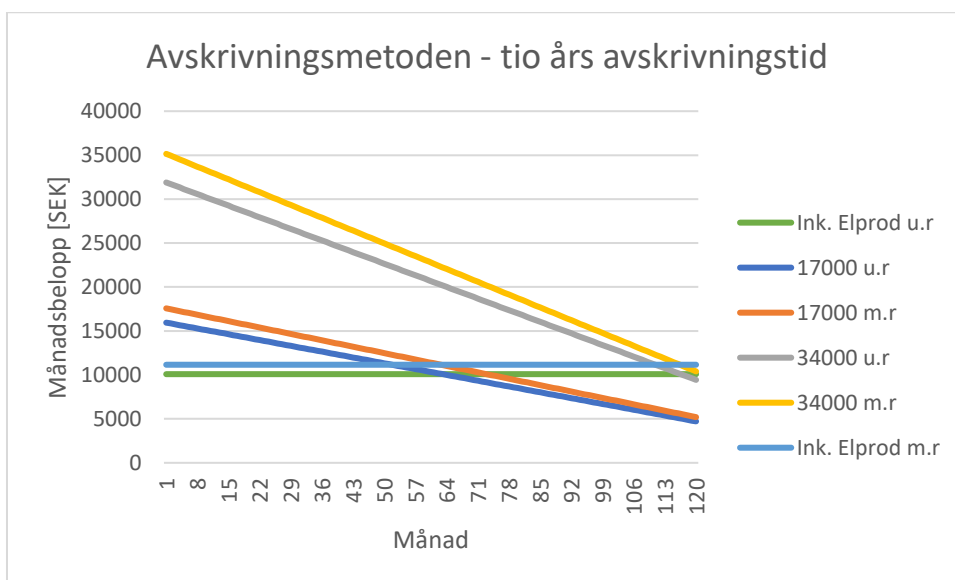


Figur 26. Resultat av pay off-metoden med 4160 drifttimmar per år.

Figur 27 och Figur 28 visar hur månadsavgifterna för avdelningen på SVA skulle förhålla sig till inkomsterna från elproduktionen om drifttimmarna ökades till 4160 timmar per år. Det som går att utläsa är att vid tio års avskrivningstid skulle en investering bära de egna kostnaderna om den specifika investeringskostnaden blev 17 000 SEK/kW.



Figur 27. SVA:s avskrivningsmetod med avskrivningstiden sju år vid 4160 drifttimmar.

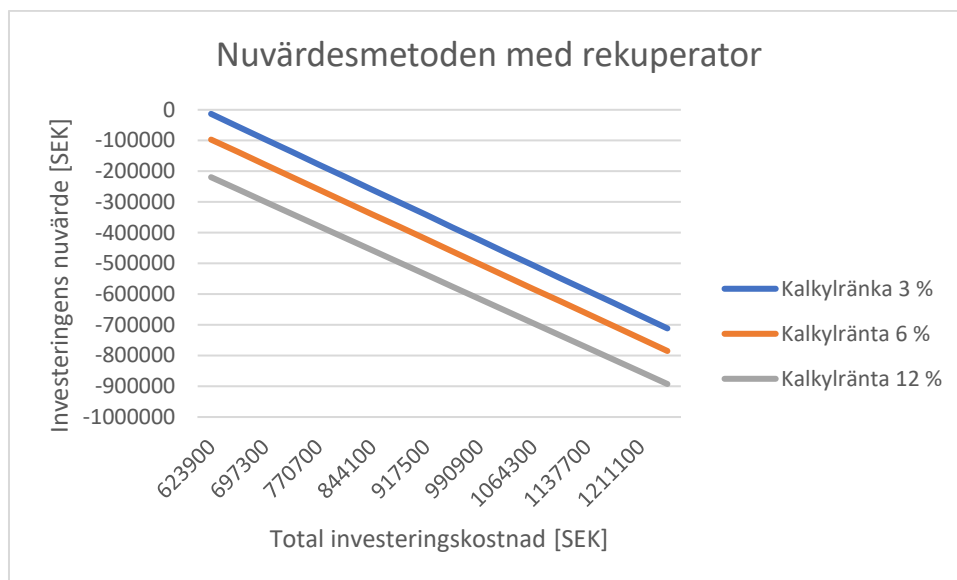


Figur 28. SVA:s avskrivningsmetod med avskrivningstiden tio år vid 4160 drifttimmar.

7.2 Elpris

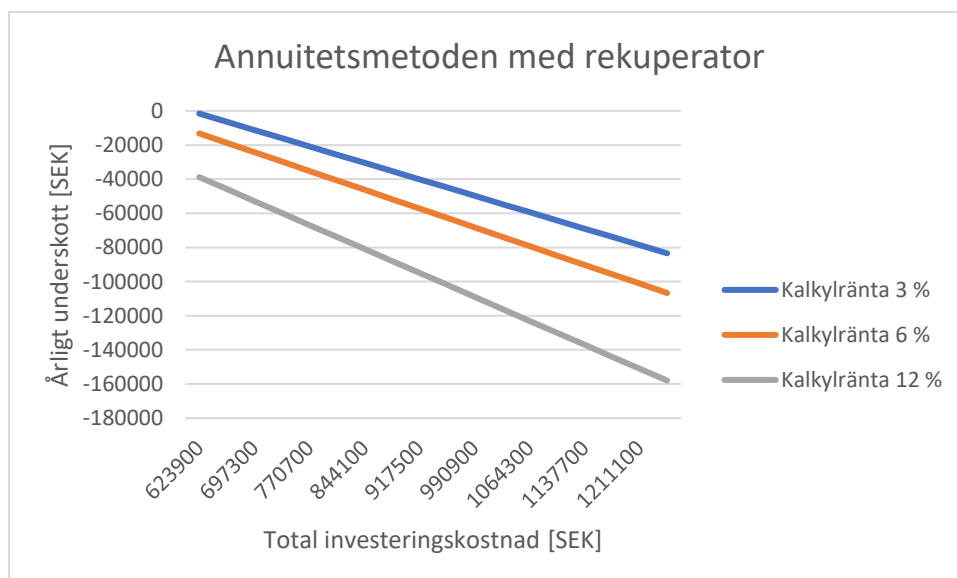
Nedan följer resultaten för samma ekonomiska modeller som tidigare men med skillnaden att elpriset har höjts med 20 procent. En ökning med 20 procent motsvarar en ökning från 97,3 öre/kWh till 117 öre/kWh. På samma sätt som för känslighetsanalysen över drifttimmarna presenteras även här bara en figur över varje modell i och med att rekuperatorn inte förändrar investeringsbesluten.

Figur 29 visar att elpriset har en inverkan på resultaten men att en höjning med 20 procent fortfarande inte skulle resultera i en lönsam investering. Drifttimmarna hade en mer betydande påverkan på resultaten.



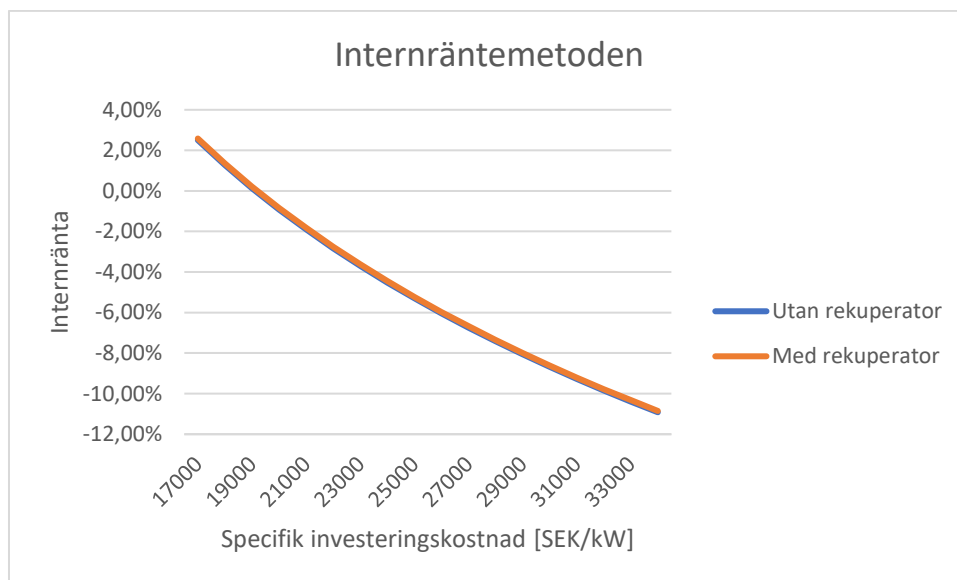
Figur 29. Resultat för nuvärdesmetoden om elpriset skulle öka med 20 procent.

Figur 30 visar på annuitetsmetoden också den avråder från en investering även om elpriset var 20 procent högre.



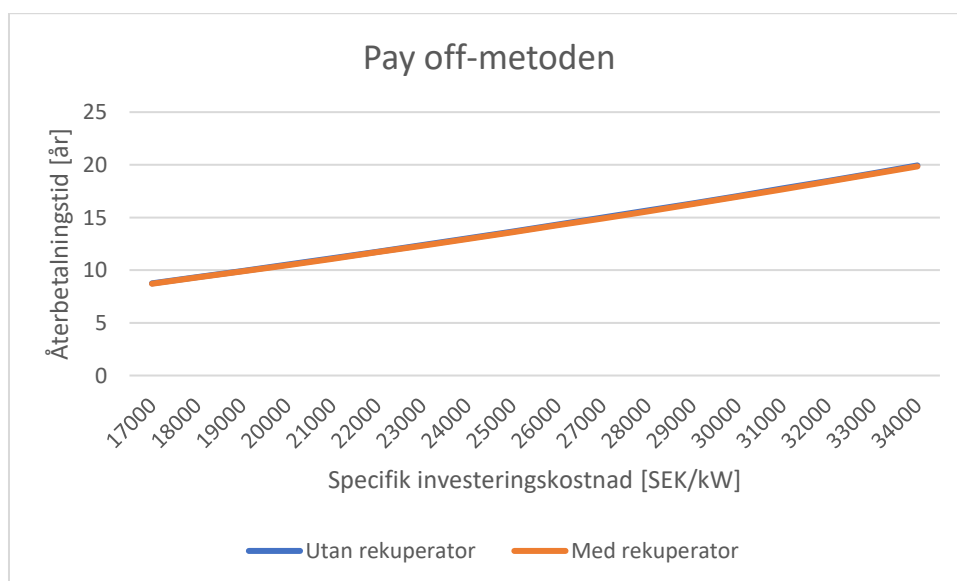
Figur 30. Resultat för annuitetsmetoden om elpriset skulle öka med 20 procent.

Figur 31 visar att det finns kalkylräntor över noll procent, för de lägre specifika investeringskostnaderna, som skulle göra att investeringen betalade sig själv över tio år om elpriset var 20 procent högre.



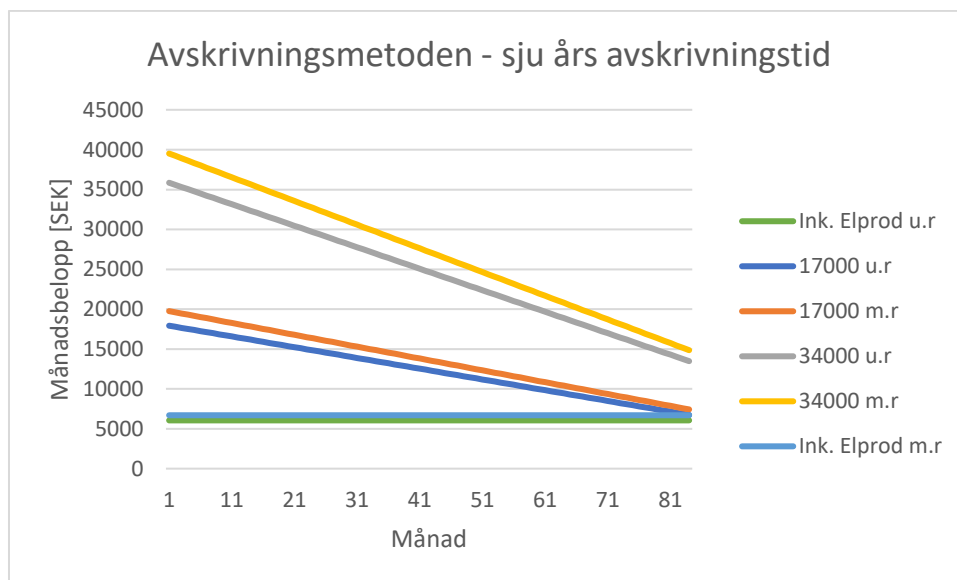
Figur 31. Internräntemetodens resultat för ett 20 procent högre elpris.

Figur 32 visar hur lång återbetalningstiden skulle bli om elpriset ökade med 20 procent. För de lägre specifika investeringskostnaderna finns möjligheten för en återbetalningstid på under tio år.

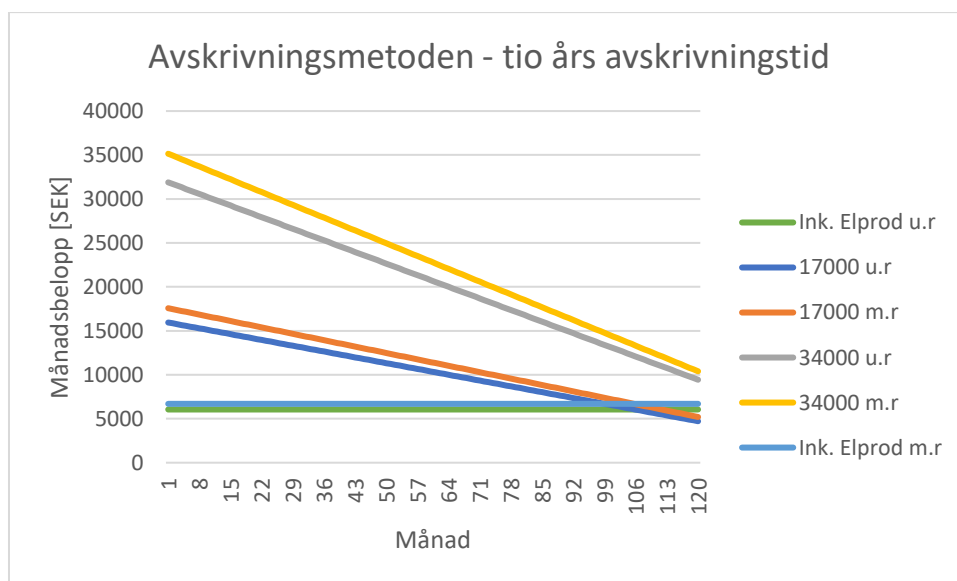


Figur 32. Resultaten för pay off-metoden med 20 procent högre elpris.

Figur 33 och Figur 34 beskriver hur SVA:s avskrivningsmetod med avskrivningstiderna sju och tio år skulle påverkas av ett 20 procent högre elpris för anläggningar med specifika investeringskostnader på antingen 17 000 SEK/kW eller 34 000 SEK/kW.



Figur 33. SVA:s avskrivningsmetod med avskrivningstiden sju år och 20 procent högre elpris.

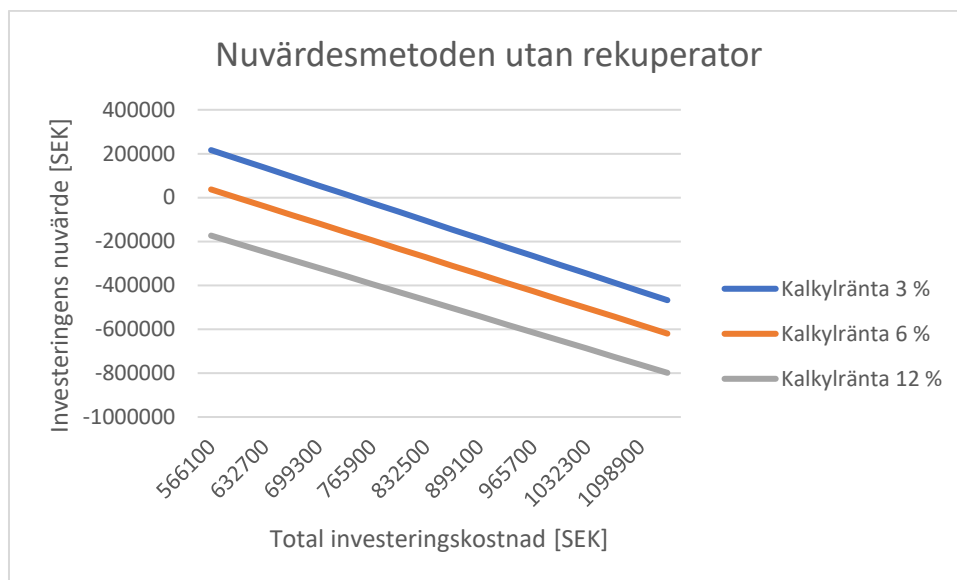


Figur 34. SVA:s avskrivningsmetod med avskrivningstiden tio år och 20 procent högre elpris.

7.3 Ekonomisk livslängd och avskrivningstid

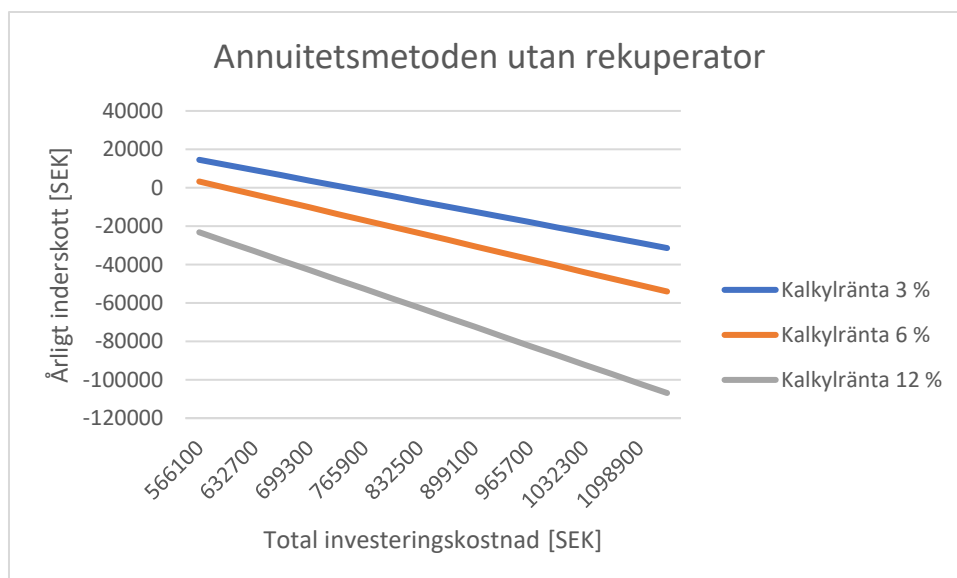
Den ekonomiska livslängden sattes här till 20 år vilket närmar sig den tekniska livslängden för turbinen som enligt Declaye, et al. (2013) kunde uppgå till 30 år. Även avskrivningstiden förlängdes till 20 år för att undersöka resultaten för SVA:s avskrivningsmetod.

Figur 35 visar hur resultatet för nuvärdesmetoden förändras när de ekonomiska livslängden ändras från 10 år till 20 år. Det som syns är att för låga investeringskostnader blir investeringen lönsam om en kalkylränta på tre eller sex procent används.



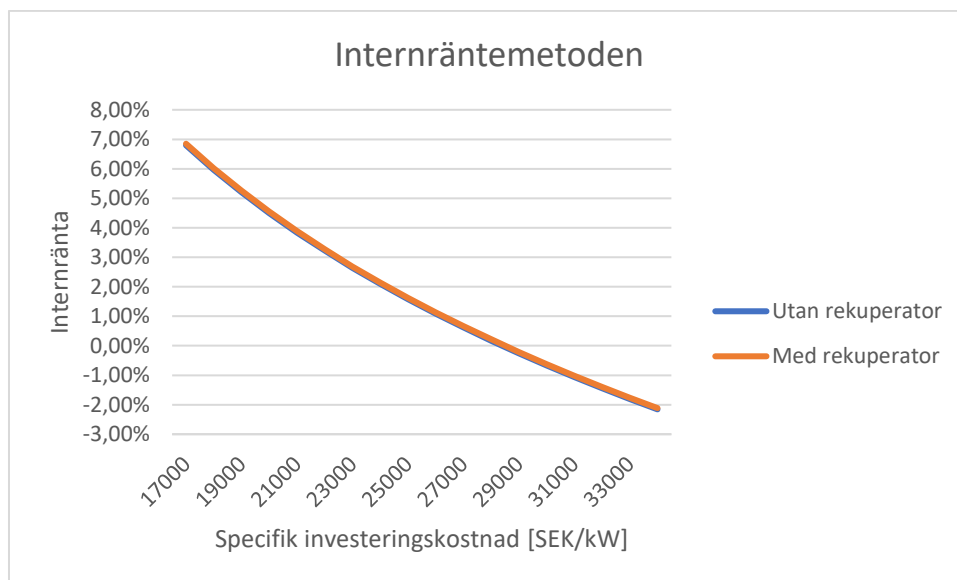
Figur 35. Resultaten av nuvärdesmetoden när den ekonomiska livslängden ändrades till 20 år.

Figur 36 visar på samma resultat som nuvärdesmetoden, att investeringen skulle bli lönsam för låga investeringskostnader och de två lägre kalkylräntorna.



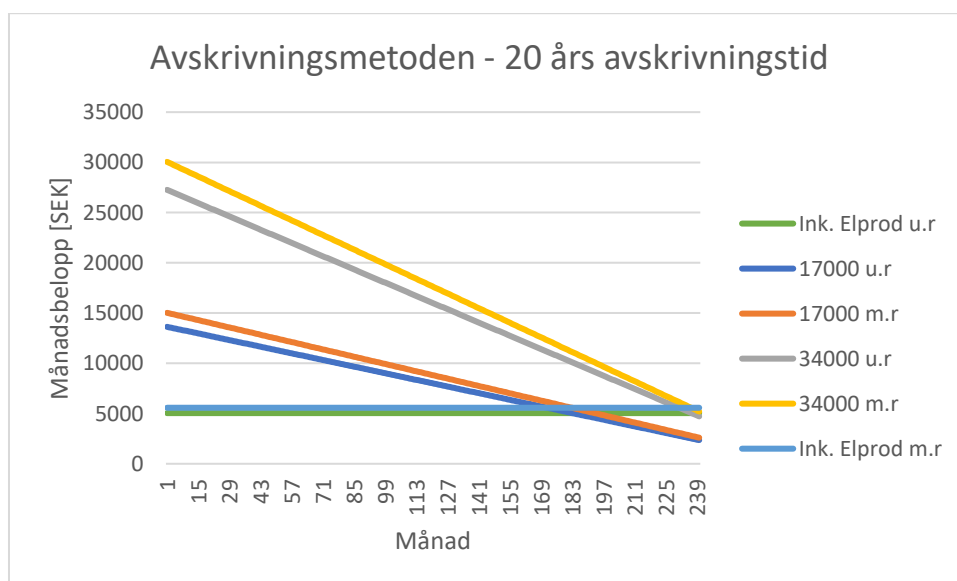
Figur 36. Resultaten för annuitetsmetoden när den ekonomiska livslängden ändrades till 20 år.

Figur 37 visar vid vilka kalkylräntor som anläggningen bär de egna kostnaderna då den ekonomiska livslängden förlängs till 20 år. För de lägre specifika investeringskostnaderna kan kalkylräntor på över fem procent göra att anläggningen bär de egna investeringskostnaderna.



Figur 37. Resultat från internräntemetoden när den ekonomiska livslängden ändrades till 20 år.

Figur 38 visar att investeringen inte skulle klara av att betala de egna kostnaderna över en avskrivningstid på 20 år. Detta följer av att avskrivningen storlek minskar per månad när avskrivningstiden förlängs.



Figur 38. SVA:s avskrivningsmetod då 20 års avskrivningstid användes.

Pay off-metoden redovisas inte här eftersom den inte tar hänsyn till den ekonomiska livslängden utan bara beräknar återbetalningstiden utifrån intäktsöverskottet och grundinvesteringens storlek.

8 Diskussion

Alla de ekonomiska metoderna som användes i rapporten visade på att det idag inte är en lönsam investering att installera en organiska Rankinecykel hos SVA då den totala initiala investeringen är för stor för att antingen ge lönsamhet eller täcka de egna kostnaderna under en tioårsperiod. Det som har den största inverkan på detta resultat är de låga antalet drifttimmar. Andra ORC-anläggningar som studerats i litteraturen har ofta drifttider på över 5 000 timmar per år och är då även lönsamma. Detta visade även känslighetsanalysen på drifttimmarna som när de ökades från 2 080 timmar till 4 160 timmar medförde att investeringen kunde bli lönsam beroende på investeringskostnaden.

Känslighetsanalysen över drifttimmarna kan tolkas som en anställning av extrapersonal till förbränningsugnen för att driva den 16 timmar om dygnet istället för åtta. Det som inte togs i beaktande var vad den extra personalen skulle kosta SVA utan det enda som förändrades var drifttimmarna, inte driftkostnaderna som skulle öka i och med den ökade löneutbetalningen. Det skulle vara möjligt att öka drifttiden utan att behöva söka nytt tillstånd för verksamheten i och med att det redan finns uppsatta riktvärden för bullernivån nattetid i det befintliga tillståndet (Länstyrelsen Uppsala län, 2005). Däremot skulle det kunna krävas ett nytt tillstånd för att starta en ORC-anläggning då ingen elproducerande verksamhet idag finns hos SVA och alltså inte omfattas av deras tillstånd för förbränningsugnarna. I och med en anställning av extrapersonal för att driva anläggningen 16 timmar om dygnet skulle det dock produceras ännu mer värme som det idag inte finns avsättning för utan som skulle behöva skickas ut på fjärrvärmenätet.

Utifrån de känslighetsanalyser som gjorts har den enda som gett ett resultat där avdelningen på SVA inte skulle behöva belasta övrig verksamhet för investeringen varit en fördubblad drifttid vid tio års avskrivning. Att förlänga avskrivningstiden ytterligare, från 10 till 20 år, påverkade inte resultaten för avskrivningsmetoden. För de övriga ekonomiska modellerna blev däremot investeringen lönsam om en längre ekonomisk livslängd antogs. Detta skulle ha kunnat påverka ett investeringsbeslut om SVA hade varit ett privatägt företag och inte en myndighet.

Den modell som har skapats över förbränningsugnen har skapats med detaljerade data på värmeflödena i kylvattnet och hur flödet i fjärrvärmenätet till och från SVA ser ut. Ett problem med modellen är dock att SVA:s driftsystem saknade möjligheten att skriva ut rapporter över tid och därför har det inte varit möjligt att variera temperaturerna på rökgaserna utan där har

endast momentanvärden från driftsystemet kunnat användas. Det går inte att säga helt säkert om detta momentanvärde är representativt för någon typ av medelvärde på rökgastemperaturerna över ett år eller för en normal vinterdag. Det som dock talar för momentanvärdena är representativa som medelvärden är att den data som varierade över tid och indirekt kunde relateras till rökgastemperaturerna, som flödet av kylvatten och dess temperaturer, var relativt konstanta sedan augusti 2016 då mätarna började fungera korrekt.

För att förbättra modellen skulle SVA behöva ett driftsystem som tillåter insamling av data över tid för att kunna använda den datainsamlingen på samma sätt som modellen nu använder utomhustemperaturerna. Modellen skulle då kunna fånga upp eventuella förändringar i rökgastemperaturen och skapa en mer realistisk bild över hur en ORC-anläggning skulle prestera. Sammantaget kan dock modellen anses ge en god bild över hur en ORC-anläggning skulle prestera och resultaten skulle med största sannolikhet inte förändras om det hade varit möjligt att använda varierande rökgastemperaturer.

9 Slutsatser

En investering i en ORC-anläggning är idag inte att rekommendera i och med det låga antalet drifttimmar och den ökade ekonomiska belastningen det skulle medföra på den berörda avdelningen.

De känslighetsanalyser som har genomförts har visat att ett ökat elpris inte medför att investeringen blir lönsam. Om drifttimmarna skulle fördubblas skulle investeringen bli lönsam, även med SVA:s avskrivningsmetod, för avdelningen om avskrivningstiden var tio år. En investering skulle dock ändå avrådas i och med den ökade värmeproduktionen som det inte finns någon avsättning för.

Ett hinder för SVA är den avskrivningsmodell de använder sig av som myndighet eftersom de investeringsmetoder som används för privata företag visar på positiva investeringsunderlag vid situationer där SVA:s modell visar på negativa resultat.

För att underlätta framtida studier av tillvaratagandet av spillvärmen skulle SVA:s driftsystem behöva uppdateras för att tillåta datainsamling över tid.

En mer generell slutsats är även att ORC-anläggningar har god potential för att producera el från spillvärme och att det även finns en god ekonomi i dessa anläggningar om drifttiden är över 4 000 timmar per år.

Referenser

Abadi, G. B., Yun, E. & Kim, K. C., 2016. Flow boiling characteristics of R134a and R245fa mixtures in a vertical circular tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 72, pp. 112-124.

Akademiska hus, 2015. *Meny C39*, Uppsala: Akademiska hus.

Akademiska hus, 2017. *39014'D0'VS001/2-VV001'* Undercentral [C39014D0_VS001]*, Uppsala: Akademiska hus.

Alvarez, H., 2006a. *Energiteknik del 1*. 3:7 ed. Lund: Studentlitteratur AB.

Alvarez, H., 2006b. *Energiteknik del 2*. 3:6 ed. Lund: Studentlitteratur AB.

ASHRAE, Inc, 2009. *Thermophysical properties of Refrigerants*. [Online]
Available at: http://www.tmt.ugal.ro/crios/Support/IFPC1/Misc/SI_F09_Ch30.pdf
[Accessed 21 mars 2017].

Boles, M. A. & Cengel, Y. A., 2011. *Thermodynamics an engineering approach*. 7:e ed. New York: McGraw-Hill.

Brasz, J. J. & Datla, B. V., 2014. *Comparing R1233zd and R245fa for Lox Temperature ORC Applications*. Lafayette, Purdue e-Pubs.

Bromley, L. A. & Lindsay, A. L., 1950. Thermal conductivity of gas mixtures. *Industrial and engineering chemistry*, 42(8), pp. 1508-1511.

Chen, G., 2014. *Optimize Design and Operation of Renewable Energy Cycle through Aspen HYSYS Integrated with Aspen EDR Software*. [Online] Available at:
<http://showcase.guofuchen.com/2014/01/optimize-design-and-operation-of.html>
[Accessed 11 maj 2017].

Chen, L., Sun, F., Wu, C. & Kiang, R., 1997. Theoretical analysis of the preformance of a regenerative closed Brayton cycle with internal irreversibilities. *Energy Convers. Mgmt*, 38(9), pp. 871-877.

Cheremisinoff, N. P., 2000. Air cooled heat exchangers. In: *Handbook of Chemical Processing Equipment*. s.l.:Butterworth-Heinemann, pp. 12-24.

Crowe, C. T., Elger, D. F., Roberson, J. A. & Williams, B. C., 2013. *Engineering fluid mechanics*. 10 ed. s.l.:John Wiley & Sons, Inc..

Declaye, S. et al., 2013. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 22, pp. 168-186.

D'haeseleer, W., Laenen, B. & Walraven, D., 2015. Economic system optimization of air-cooled organic Rankine cycles powered by low-temperature geothermal heat sources. *Energy*, Volume 80, pp. 104-113.

Dixon, J. C., 2007. Appendix B Properties of Air. In: *The Shock Absorber Handbook*. s.l.:John Wiley & Sons, Ltd, pp. 375-378.

Drescher, U. & Bruggemann, D., 2007. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering*, Volume 27, pp. 223-228.

E.ON, 2017. *Vad är normal förbrukning?*. [Online] Available at: <https://www.eon.se/privat/for-hemmet/energiradgivning/normalfoerbrukning.html> [Accessed 16 februari 2017].

ECETOC, 2004. *1,1,1,3,3-Pentafluoropropane (HFC-245fa)*, Bryssel: European Centre for Ecotoxicology and Toxicology of Chemicals.

Echogen, 2017a. *Heat recovery solution EPS35*, Akron, OH: Echogen.

Echogen, 2017b. *Heat recovery solution EPS100*, Akron, OH: Echogen.

euron.nu, 2017. *Historiska eurokurser*. [Online] Available at: <http://euron.nu/historiska-eurokurser.php> [Accessed 13 mars 2017].

Eurovent certification company, 2013. *Eurovent rating standard for DX air coolers, air cooled condensers, dry coolers*, Paris: Eurovent certification.

Fenghour, A., Vesovic, V. & Wakeham, W. A., 1998. The Viscosity of Carbon Dioxide. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 21(1), pp. 31-44.

Grabitech, 2017a. *Miljösys.*, Uppsala: SVA.

Grabitech, 2017b. *Ugn 2*, Uppsala: SVA.

Harbom, M., 2017. *Marknadsekonom* [Interview] (24 april 2017).

Hu, K., Li, T., Zhang, W. & Zhu, J., 2015. *R245fa Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop in a Brazed Plate Heat Exchanger for Organic Rankine Cycle (ORC)*. Melbourne, Proceedings World Geothermal Congress.

Incropera, F. P., 2007. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6 ed. New York: Wiley.

Ingvarsson, A., 2017. *Samtal om energiåtervinning vid SVA* [Interview] (1 februari 2017).

Jenks, J. et al., 2015. *A computational and experimental study of metal and covalent organic frameworks used in adsorption cooling*. San Francisco, ASME.

Jernkontoret, n.d. *Livscykelkostnad*. [Online] Available at: <http://www.energihandbok.se/formler-och-berakningar/livscykelkostnad> [Accessed 10 februari 2017].

Kato, Y., Nitawaki, T. & Muto, Y., 2004. Medium temperature carbon dioxide gas turbine reactor. *Nuclear Engineering and Design*, 230(1-3), pp. 195-207.

- Kelsall, G., Olumayegun, O. & Wang, M., 2016. Closed-cycle gas turbine for power generation: A state-of-the-art review. *Fuel*, 15 september, Volume 180, pp. 694-717.
- Lakew, A. A. & Bolland, O., 2010. Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*, 30(10), pp. 1262-1268.
- Lecompte, S. et al., 2015. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 47, pp. 448-461.
- Lemmens, S., 2015. *A perspective on costs and cost estimation techniques for organic Rankine cycle systems*. Bryssel, 3rd International Seminar on ORC Power Systems.
- Lemmens, S. & Lecompte, S., 2017. Case study of an organic Rankine cycle applied for excess heat recovery: Technical, economic and policy matters. *Energy Conversion and Management*, Volume 138, pp. 670-685.
- Li, D.-x., Zhang, S.-s. & Wang, G.-h., 2015. Selection of organic Rankine cycle working fluids in low-temperature waste heat utilization. *Journal of Hydrodynamics*, 27(3), pp. 458-464.
- Liu, B.-T., Chien, K.-H. & Wang, C.-C., 2004. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, Volume 29, pp. 1207-1217.
- Länstyrelsen Uppsala län, 2005. *Tillstånd enligt 9 kap. miljöbalken (MB) till fortsatt och utökad verksamhet vid den avfallsförbränningsanläggningen som SVA Statens Veterinärmedicinska Anstalt bedriver på fastigheten Ultuna 2:23 i Uppsala kommun*. [Online] Available at: <http://www.lansstyrelsen.se/upsala/SiteCollectionDocuments/Sv/miljo-och-klimat/verksamheter-med-miljopaverkan/tillstandsprovning/miljoprovningsdelegationen/avfall/2005-05-12-sva-avfallsforbranning.pdf> [Accessed 1 mars 2017].
- Naturvårdsverket, 1995. *Lathund Förbränning - miljö - Begrepp - sorter - omvandlingar*, Stockholm: Naturvårdsverket reprocentral.

Nilsson, T., 1997. *Mikrokrokraftvärmeverk med Stirlingmotor*, Lund: Svenskt gastekniskt center.

NIST, 2009a. *Oxygen*. [Online] Available at:

<http://webbook.nist.gov/cgi/cbook.cgi?ID=C7782447&Units=SI&Mask=1#Top>

[Accessed 17 maj 2017].

NIST, 2009b. *Nitrogen*. [Online] Available at:

<http://webbook.nist.gov/cgi/cbook.cgi?ID=C7727379&Units=SI&Mask=1#Thermo-Gas>

[Accessed 23 maj 2017].

NIST, 2009c. *Carbon dioxide*. [Online] Available at:

<http://webbook.nist.gov/cgi/cbook.cgi?ID=C124389&Units=SI&Mask=1#Thermo-Gas>

[Accessed 23 maj 2017].

O'Connell, J. P., Poling, B. E. & Prausnitz, J. M., 2004. *The Properties of gases and liquids*. 5 ed. s.l.:The McGraw-Hill Companies.

Olofsson, M., 2017. *Energiingenjör* [Interview] (28 april 2017).

Olsson, J. & Skärvad, P.-H., 2017. *Företagsekonomi 100*. 18 ed. Stockholm: Liber.

Rosenkvist, E., 2017. *Ägare Rovitech* [Interview] (15 mars 2017).

SAAB, 2015. *The Stirling engine an engine for the future*. [Online] Available at:

<http://saab.com/naval/Submarines-and-Warships/technologies/The-Stirling-Engine/>

[Accessed 03 februari 2017].

Saitoh, S., Daiguji, H. & Hihara, E., 2007. Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 50, pp. 5215-5225.

Shah, M., 1979. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 22, pp. 547-556.

SLU, 2014. *SLU inviger VHC och nya Universitetsdjursjukhuset 10/9*. [Online]
Available at: <http://www.universitetsdjursjukhuset.se/nyheter-pa-universitetsdjursjukhuset/2014/8/slu-inviger-vhc-och-nya-universitetsdjursjukhuset-109/>
[Accessed 9 februari 2017].

SVA, 2015a. *2015 års Miljörapport*, Uppsala: SVA.

SVA, 2015b. *Textdel - 2015 års miljörapport*, Uppsala: SVA.

The Linde Group, n.d. *R245fa*. [Online] Available at: http://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/hfc_refrigerants/r245fa/index.html
[Accessed 20 april 2017].

Wang, K. & Vineyard, E. A., 2011. Adsorption Refrigeration. *ASHRAE Journal*, pp. 14-24.

Appendix A

I Appendix A finns alla MATLAB-koder som använts i modelleringen av förbränningsugnen.

Huvudfilen *Main*

```
%Huvudprogram för beräkningar av elproduktion vid SVA med hjälp av en  
organisk Rankinecykel. Beräkningen av värmeupptagning av fjärrvärmevatten  
görs och valideras också.  
close all
```

```
FG_flow=6700; %Momentanvärde från SVA 6.7kNm3/h
```

```
Temp_imp=importdata('Temp_fj_004.xlsx');%Importerar temperaturdata från en  
modifierad version av filen med temperatur  
%från ugnen  
Temp_imp_data=Temp_imp.data;
```

```
Flow_imp=importdata('Flow_fj_004.xlsx'); %Samma för flödet
```

```
T_in=Temp_imp_data(:,1); %Hämtar temperaturer på den kalla sidan  
T_ut=Temp_imp_data(:,2); %Hämtar temperaturer efter värmewäxling  
Flow=Flow_imp.data; %Data i kubikmeter/h  
Tmin=135+273; %minsta tillåtna temperatur på rökgaserna
```

```
utetemp_imp=importdata('temp2016.xlsx');  
utetemp_C=utetemp_imp.data; %Hämtar utomhustemperaturen för 2016. Den  
används sedan för att beräkna fläkteffekten för att  
%kyla ORC-anläggningen
```

```
%Importerar data med inköpt värme från Vattenfall, värme som skickas till  
Vattenfall och värme som produceras ifrån förbränningsugnen.  
imp=importdata('Varmebehov_hus14.xlsx');  
Varme_hus14=imp.data; %Alla värden är i [MWh]
```

```
%Importerar mätnadsdata för köldmedium R245fa.  
%kolumn 1 är temperatur i grader C med start på minus 10, 0, 2, 4 osv till  
14 sedan BP på 15.14 därefter 16, 18 osv till 100 därefter 100, 105, till  
150 och sedan KP på 154.01.  
%kolumn 2 är tryck i MPa tillhörande samma temperatur  
%kolumn 3 är densitet i kg/m3 för vätska  
%kolumn 4 är specifik volym m3/kg för ånga  
%kolumn 5 och 6 är entalpi i kJ/kg för vätska respektive ånga  
%kolumn 7 och 8 är entropi i kJ/(kg*K) för vätska respektive ånga  
%kolumn 9 och 10 är specifik värmekapacitet vid konstant tryck i kJ/(kg*K)  
%för vätska respektive ånga  
%kolumn 11 är kvoten Cp/Cv för ånga  
%kolumn 12 och 13 är ljudhastigheten i m/s för vätska respektive ånga  
%kolumn 14 och 15 är viskositeten i micro-Pa*s för vätska respektive ånga  
%kolumn 16 och 17 är värmekonduktiviteten i mW/(m*K) för vätska respektive  
ånga  
%kolumn 18 ärytspänningen i mN/m  
R245fa_imp=importdata('R245fa.xlsx');  
R245fa_data=R245fa_imp.data;  
Tv=R245fa_data(:,1);  
Pv=R245fa_data(:,2);  
%Beräknar värmemängden dQ som tas upp av vattnet, massflödet på rökgaserna  
samt energin i rökgaserna efter värmewäxling
```

```

[dQ, m_flow_FG, dQ_ORC, cp_FG_ORC, R, V, T_1] = Fluegas(FG_flow, Tmin);
%FG_prop beräknar termodynamiska egenskaper för rökgaserna
[lambdafg_408, lambdafg_491, cpfg_408, cpfg_491, myfg_408,
myfg_491]=FG_prop(R,V,Tmin,T_1);
%beräknar hur väl modellen för värmeupptagning av vattnet stämmer överens
med verkligheten
[diff] = Heating(T_ut, T_in, Flow, Varmer_hus14);

T_cond=35;
var=find(Tv>T_cond,1);
P_evap1=round(Pv(var)*10+1);
drift=8*5*52; %h*dagar/vecka*veckor/år
for i=P_evap1:20;
P_evap(i)=i;
nt=0.8; %verkningsgrad turbin
np=0.8; %Verkningsgrad pump
ng=0.98; %Verkningsgrad generator

%Beräknar verkningsgrad, effektuttag och plottar cykeln i ett T-s-diagram
[Acool_r,Acool, Aair_r,Aair,A_tot_r,
A_tot,Aheat_r,Aheat,A_rekup,Afg_r,Afg,Ts, W_net,
W_net_rekup,n_th,n_th_rekup,W_ut,W_ut_r] = ORC( R245fa_data, T_cond,
P_evap, nt, np, ng, dQ_ORC, utetemp_C, Tmin, cp_FG_ORC,
m_flow_FG,lambdafg_408, lambdafg_491, cpfg_408, cpfg_491, myfg_408,
myfg_491);

Elprod(i)=W_net*drift;
Elprod_r(i)=W_net_rekup*drift;
W_netto(i)=W_net;
W_netto_r(i)=W_net_rekup;
W_brutto(i)=W_ut;
W_brutto_r(i)=W_ut_r;
end
Elprod_max=max(Elprod);
Elprod_r_max=max(Elprod_r);
p1=find(Elprod==Elprod_max);
pr=find(Elprod_r==Elprod_r_max);
P_elmax=P_evap(p1);
P_elmax_r=P_evap(pr);
%plottar T-s-diagrammet
plot(Ts(:,1), Ts(:,2))
hold on
grid
title('T-s-diagram för R245fa')
xlabel('Entropi [kJ/(kg\timesK)]')
ylabel('Temperatur [\circ C]')
axis([0.9, 2.0, -20, 160]);

```

Funktionen *Heating*

```

function [ diff ] = Heating( T_ut, T_in, Flow, Varmer_hus14 )
%UNTITLED2 Summary of this function goes here
% Detailed explanation goes here
%Beräkningar för hur stor energimängd som tas upp av vattnet som kyler
rökgaserna

dT=T_ut-T_in; %Ger temperaturskillnaden

Flow_s=Flow/3600; %För att få kubikmeter/s

```

```

%Trycket i fjärrvärmeledningen var 7.23 bar enligt utskrifter från SVA.
Från "Thermodynamics an engineering approach" kan den specifika volymen
räknas fram genom att interpolera mellan trycken 700 kPa och 750 kPa.

%Värdena är hämtade från tabell A-5 som dock gäller för mättad vätska och
inte trycksatt som detta borde vara då temperaturen inte stämmer med
mättnadstemperaturen för trycket och alltså befinner sig till vänster om
mättnadskurvan i ett T-s-diagram
%Approximationen borde dock vara okej eftersom vatten kan tolkas som
inkompressibelt.

spec_vol=0.001108+(723-700)/(750-700)*(0.001111-0.001108); %kubikmeter/kg

m_flow=Flow_s/spec_vol; %Massflödet i kg/s

c_p=4.22; %Specifik värme för vatten kJ/(kg*K)
%från tabell A-3 i samma bok

%Värmeupptaget per kg vatten blir då
v_upp=dT*c_p; %kJ/kg

%Värmefflödet som vattnet tar upp från rökgaserna varje sekund blir då
q_upp=v_upp.*m_flow/3600; %kWh/s

Varme_ugn=Varme_hus14(:,1); %Används bara för att skapa tillräckligt stora
vektorer

Varme_t_VF=Varme_hus14(:,3); %Den värme som skickas till Vattenfall
Varme_f_VF=Varme_hus14(:,5); %Den värme som köps in från Vattenfall

val_data=Varme_hus14(:,7); %Valideringsdata där värmen till VF subtraheras
från värmen som ugnen producerar för att
%få internanvändningen och sedan har
%inköpt värme från VF adderats för att få
%totalt värmebehov/h för månaderna augusti
%till december 2016. Värdena i val_data
%stämmer bra med den data som finns hos
%Akademiska hus och som finns i
%"Energibehov_SVA_el_kyla_värme.xlsx"

%val_data kommer att användas först för att kontrollera hur väl de
beräknade värdena på värmeenergin i vattnet stämmer. Sedan kommer den
användas för att avgöra vilka energiskillnader det skulle kunna bli om
mindre energi fanns i rökgaserna vilket kommer att bli fallet om någon typ
av elgenerering eller adsorptionskyla värmesväxlas mot rökgaserna. Den
kommer alltså att kunna användas för att ge svar på hur mycket mer värme
som eventuellt blir aktuell att köpa in.

Varme_ugn(isnan(Varme_ugn))=[]; %Eftersom denna mätpunkt inte fungerade
ordentligt före 8/8-16 så måste
%resterande värden (NaN) tas bort

Varme_t_VF=Varme_t_VF(1:length(Varme_ugn)); %Skapar lika långa vektorer
Varme_f_VF=Varme_f_VF(1:length(Varme_ugn));
val_data=val_data(1:length(Varme_ugn));

%Eftersom q_upp tar med januari 2017 i sina värden också vilket inte görs
för data i Varma_hus14 måste q_upp (som motsvarar Varma_ugn) göras om för
att kunna valideras.

q_upp=q_upp(length(q_upp)-length(Varme_ugn)+1:end); %[kWh/s]

```

```

q_upp_MWh=q_upp*3.6; %MWh

calc_data=q_upp_MWh-Varme_t_VF+Varme_f_VF; %Beräknar samma sak som finns i
val_data

diff=val_data-calc_data; %Beräknar skillanden i varje tidssteg
end

```

Funktionen *Fluegas*

```

function [ dQ_FJ,m_flow_FG,dQ_ORC,cp_FG_ORC,R,V,T_l] =
Fluegas(FG_flow,Tmin)
%UNTITLED Summary of this function goes here
% Med hjälp av flödet på rökgaserna 6.7kNm3/h beräknas skillnaden i
värmemängd mellan före och efter värmeväxling mot fjärrvärmen ut
tillsammans med massflödet för rökgaserna och energin som finns kvar i dem.
Beräkningar av värmemängden som flödar i rökgaserna. Rökgassammansättningen
kan approximeras till 76%N2, 11%O2 och 12% CO2 eftersom de övriga
rökgaserna var försvinnande små i jämförelse.

%För att beräkna massflödet behövs densiteten och volymflödet.

vol_flow=FG_flow/3600; %delas med 3600 för att få Nm3/s

%Densiteten räknas fram genom att ta fram rökgasblandningens gaskonstant.
Detta görs genom att använda volymerna [procent av hela volymen] av de
olika gaserna samt deras gaskonstanter [J/kg*K]

R_N2=296.7;
R_O2=259.9;
R_CO2=189; %[J/kg*K]

vol_N2=0.76;
vol_O2=0.11;
vol_CO2=0.12;
R_tot=1/(vol_N2/R_N2+vol_O2/R_O2+vol_CO2/R_CO2); %Formel från Energiteknik
del 1
R=[R_CO2 R_O2 R_N2 R_tot];
V=[vol_CO2 vol_O2 vol_N2];
p=1.013e5; %Atmosfärstryck
T_h=806+273; %Temperatur innan värmeväxling i K
T_l=218+273; %Temperatur efter värmeväxling i K

rha=p/(R_tot*T_h); %Densiteten på rökgasen vid 1 atm och 0 grader[kg/m3]

%Eftersom temperaturen är klart högre än 0 grader celsius måste ett nytt
volymflöde räknas fram för den aktuella temperaturen. Detta gör med
allmänna gaslagen

T=273; %0 grader uttryckt i K

v_flow_Th=(p*vol_flow/T)*(T_h/p); %Nytt volymflöde vid högre temperatur

m_flow_FG=v_flow_Th*rha; %Ger massflödet i kg/s vid temp 806 Celsius

%För att beräkna energiflödet behövs nu Cp vilket måste räknas ut för 806
grader och 218 grader i och med att det inte är konstant. Cp används
eftersom tryckskillnaden mellan de olika temperaturerna endast förändras
med 0.3 kPa.

%Beräkningar för cp är gjorda med ekvationen från

```

```

%http://webbook.nist.gov/cgi/cbook.cgi?ID=C7727379&Units=SI&Mask=1#Thermo-
Gas
M_N2=28.013; %[kg/kmol]
M_O2=31.999;
M_CO2=44.01;

cp_N2_h_m=19.50583+19.88705*T_h/1000-
8.598535*(T_h/1000)^2+1.369784*(T_h/1000)^3+0.0527601/(T_h/1000)^2;
%[kJ/kmol*K]
cp_O2_h_m=30.03235+8.772972*T_h/1000-
3.988133*(T_h/1000)^2+0.788313*(T_h/1000)^3-0.741599/(T_h/1000)^2;
cp_CO2_h_m=24.99735+55.18696*T_h/1000-
33.69137*(T_h/1000)^2+7.948387*(T_h/1000)^3-0.136638/(T_h/1000)^2;

cp_N2_h=cp_N2_h_m/M_N2; %[kJ/kg*K]
cp_O2_h=cp_O2_h_m/M_O2;
cp_CO2_h=cp_CO2_h_m/M_CO2;

%totala Cp räknas ut m.h.a Alvarez-formel [kJ/kg*K]
cp_tot_h=R_tot/1000*(vol_O2/(R_O2/1000)*cp_O2_h+vol_CO2/(R_CO2/1000)*cp_CO2
_h+vol_N2/(R_N2/1000)*cp_N2_h);

cp_N2_l_m=28.98641+1.853978*T_l/1000-
9.647459*(T_l/1000)^2+16.63537*(T_l/1000)^3+0.000117/(T_l/1000)^2;
cp_O2_l_m=31.32234-20.23531*T_l/1000+57.86644*(T_l/1000)^2-
36.50624*(T_l/1000)^3-0.007374/(T_l/1000)^2;
cp_CO2_l_m=24.99735+55.18696*T_l/1000-
33.69137*(T_l/1000)^2+7.948387*(T_l/1000)^3-0.136638/(T_l/1000)^2;
%[kJ/kmol*K]

cp_N2_l=cp_N2_l_m/M_N2;
cp_O2_l=cp_O2_l_m/M_O2;
cp_CO2_l=cp_CO2_l_m/M_CO2; %[kJ/kg*K]

cp_tot_l=R_tot/1000*(vol_O2/(R_O2/1000)*cp_O2_l+vol_CO2/(R_CO2/1000)*cp_CO2
_l+vol_N2/(R_N2/1000)*cp_N2_l);

Q_h=m_flow_FG*cp_tot_h*T_h;      %[kJ/s]
Q_l=m_flow_FG*cp_tot_l*T_l;      %[kJ/s]

dQ_FJ=(Q_h-Q_l)/3600;            %kWh/s

cp_N2_min_m=28.98641+1.853978*Tmin/1000-
9.647459*(Tmin/1000)^2+16.63537*(Tmin/1000)^3+0.000117/(Tmin/1000)^2;
cp_O2_min_m=31.32234-20.23531*Tmin/1000+57.86644*(Tmin/1000)^2-
36.50624*(Tmin/1000)^3-0.007374/(Tmin/1000)^2;
cp_CO2_min_m=24.99735+55.18696*Tmin/1000-
33.69137*(Tmin/1000)^2+7.948387*(Tmin/1000)^3-0.136638/(Tmin/1000)^2;
%[kJ/kg*K]

cp_N2_min=cp_N2_min_m/M_N2;
cp_O2_min=cp_O2_min_m/M_O2;
cp_CO2_min=cp_CO2_min_m/M_CO2;

cp_tot_min=R_tot/1000*(vol_O2/(R_O2/1000)*cp_O2_min+vol_CO2/(R_CO2/1000)*cp
_CO2_min+vol_N2/(R_N2/1000)*cp_N2_min);

cp_FG_ORC=(cp_tot_l+cp_tot_min)/2;

Qmin=m_flow_FG*cp_tot_min*Tmin;%Energien i rökgaserna efter ORC

```

```
dQ_ORC=Q_1-Qmin; %Beräknar skillnaden i energi före och efter värmewäxling
mot ORC-anläggningen
end
```

Funktionen ORC

```
function [Acool_r,Acool, Aair_r,Aair,A_tot_r,
A_tot,Aheat_r,Aheat,A_rekup,Afg_r,Afg,Ts, W_net,
W_net_rekup,n_th,n_th_rekup,W_ut,W_ut_r] = ORC( R245fa_data, T_cond,
P_evap, nt, np, ng, dQ_ORC, utetemp_C, Tmin, cp_FG_ORC,
m_flow_FG,lambdavg_408, lambdavg_491, cpfg_408, cpfg_491, myfg_408,
myfg_491)
%Beräknar den elektriska effekten som skulle kunna produceras hos SVA med
hjälp av en organisk Rankinecykel (ORC).

Tempvec=R245fa_data(:,1); %Hämtar tempdata. [grader C]
Pvec=R245fa_data(:,2); %Samma för tryck. [MPa]
rhavec=R245fa_data(:,3); %Samma för densitet. [kg/m3] vätska
specvolvec=R245fa_data(:,4); %för specifik volym [m3/kg] ånga
h_fvec=R245fa_data(:,5); %Entalpi vätska [kJ/kg]
h_vvec=R245fa_data(:,6); %Entalpi ånga [kJ/kg]
s_fvec=R245fa_data(:,7); %Entropi vätska [kJ/(kg*K)]
s_vvec=R245fa_data(:,8); %Entropi ånga [kJ/(kg*K)]
cp_fvec=R245fa_data(:,9); %specifik värmekapacitet vätska [kJ/(kg*K)]
cp_vvec=R245fa_data(:,10); %samma som ovan fast för ånga [kJ/(kg*K)]
cp_cv=R245fa_data(:,11); %Kvoten mellan Cp och Cv ånga
Soundvel_f=R245fa_data(:,12); %Ljudhastigheten i vätskan [m/s]
Soundvel_v=R245fa_data(:,13); %Samma som ovan fast i ånga [m/s]
visc_fvec=R245fa_data(:,14); %Viskositet i vätskan [micro-Pa*s]
visc_vvec=R245fa_data(:,15); %Viskositet i ångan [micro-Pa*s]
Kond_fvec=R245fa_data(:,16); %Värmekonduktivitet i vätskan [mW/(m*K)]
Kond_vvec=R245fa_data(:,17); %Värmekonduktivitet i ångan [mW/(m*K)]
S_T_vec=R245fa_data(:,18); %Ytspänningen [mN/m]

%För att kunna plotta T-s-diagram
svec=[s_fvec; flip(s_vvec)];
Tvec=[Tempvec; flip(Tempvec)];
Ts=[svec Tvec]; %Endast för att minska antalet outputs

Pvec=Pvec*10; %för att få trycken i bar
utetemp_K=utetemp_C+273; %för att få temperatur i K

%tar fram vilken första raden är som har större värde än angivna trycket
för att kunna hitta värden på resterande parametrar vid det trycket.
A=find(Tempvec > T_cond,1); %Hittar raden
Psat_cond=Pvec(A); %Tar fram mättnadstemperaturen för kondensationstrycket
ssat_f_cond=s_fvec(A); %Entropin vid mättad vätska vid kondensationstrycket
hsat_f_cond=h_fvec(A); %Entalpin för mättad vätska vid samma tryck
ssat_v_cond=s_vvec(A); %Entropin för mättad ånga vid samma tryck
hsat_v_cond=h_vvec(A); %Entalpin för mättad ånga vid samma tryck

%samma som för kondensatorn fast vid det högre trycket.
B=find(Pvec > P_evap(end),1); %Hittar raden
Tsat_evap=Tempvec(B); %Hittar mättnadstemperaturen vid förångningstrycket
ssat_f_evap=s_fvec(B); %Hittar entropin för mättad vätska vid
förångningstrycket
ssat_v_evap=s_vvec(B); %Hittar entropin för mättad ånga vid samma tryck
hsat_f_evap=h_fvec(B); %Entalpin för mättad vätska vid samma tryck
hsat_v_evap=h_vvec(B); %Entalpin för mättad ånga vid samma tryck
```

%Beräknar entalpin efter turbinen förutsatt att det är en isentropiturbin. Ekvationen finns på sida 346 i Thermodynamics an engineering aproach om man stryker bort $v \cdot dP$ -termen eftersom det sker vid konstant tryck. Den är testat mot XSteam där den diffade på 20 kJ/kg.

%Den isentropa punkten

$h_{sh_s} = h_{sat_v_cond} + (T_{cond} + 273) \cdot (ssat_v_evap - ssat_v_cond);$

%Den faktiska punkten efter turbinen. Ekvation 10-11

$h_{sh_a} = h_{sat_v_evap} - nt \cdot (h_{sat_v_evap} - h_{sh_s});$

%Beräknar temperaturen i den riktiga punkten enligt ekv 5.3.6-3 Alvarez

$T_{sh} = T_{cond} + (h_{sh_a} - h_{sat_v_cond}) / cp_vvec(A);$

%Gör samma sak fast för punkten efter pumpen. 1/densiteten ger specifika volymen för vätska. Tryck i kPa.

%Förutsätter även isentropisk pump. Ekvation från Thermodynamics an engineering aproach

%Den isentropa punkten

$h_{pr_s} = h_{sat_f_cond} + (1/rh_{avec}(A)) \cdot (P_{evap}(end) \cdot 100 - Psat_cond \cdot 100);$ %Tryck i kPa för att få svar i kJ/kg

%den faktiska punkten efter pumpen. Ekvation 10-10

$h_{pr_a} = h_{sat_f_cond} + (h_{pr_s} - h_{sat_f_cond}) / np;$

%samma som för efter turbinen

$T_{pr} = T_{cond} + (h_{pr_a} - h_{sat_f_cond}) / ((cp_fvec(B) + cp_fvec(A)) / 2);$

$w_{ut} = ng \cdot (h_{sat_v_evap} - h_{sh_a});$ %Beräknar energimängden som tas ut över turbinen räknar även med generatorns verkningsgrad

$w_{in} = h_{pr_a} - h_{sat_f_cond};$ %Beräknar energimängden som tillförs över pumpen
 $energi_rekup = h_{sh_a} - h_{sat_v_cond};$ %Beräknar energin som skulle kunna tas tillvara om rekuperator användes

$q_{in} = h_{sat_v_evap} - h_{pr_a};$ %Värme till ORC. kJ/kg

$q_{ut} = h_{sh_a} - h_{sat_f_cond};$ %Värme ut från ORC utan rekuperator

$q_{ut_rekup} = h_{sat_v_cond} - h_{sat_f_cond};$ %Värme ut från cykeln med rekuperator

$q_{in_rekup} = q_{in} - energi_rekup;$

$m_flow_WF = dQ_ORC / q_{in};$ %[(kJ/s)/(kJ/kg)]=kg/s

$m_flow_WF_rekup = dQ_ORC / q_{in_rekup};$ %Samma fast med rekuperator

$W_{ut} = m_flow_WF \cdot (h_{sat_v_evap} - h_{sh_a});$

$W_{ut_r} = m_flow_WF_rekup \cdot (h_{sat_v_evap} - h_{sh_a});$

$Q_{ut} = q_{ut} \cdot m_flow_WF;$

$Q_{ut_r} = q_{ut_rekup} \cdot m_flow_WF_rekup;$

$R_{fan} = 200;$

$W_{fan} = Q_{ut} / R_{fan};$ %kW

$W_{fan_rekup} = Q_{ut_r} / R_{fan};$ %kW

$W_{net} = m_flow_WF \cdot (w_{ut} - w_{in}) - W_{fan};$ %Nettoarbete utfört av ORCn. kW

$W_{net_rekup} = m_flow_WF_rekup \cdot (w_{ut} - w_{in}) - W_{fan_rekup};$

$n_{th} = (1 - q_{ut} / q_{in}) \cdot 100;$ %Beräknar termisk verkningsgrad

$n_{th_rekup} = (1 - q_{ut_rekup} / q_{in_rekup}) \cdot 100;$ %Samma men med rekuperator

$cp_{air} = 1.004;$ %Medelvärde mellan 250 och 300 K som motsvarar -23 till 27 grader C [kJ/kg*K]

$p = 101.3;$ %kPa

```

R_air=0.287;      %kJ/kg*K från Tabell A-2 i Thermodynamics

%% Nedan följer beräkningar av värmeväxlarnas areor
%När _pr används så gäller värdena i vektorn den trycksatta vätskefasen. _f
och _l används också för att beskriva vätskefasen men då vid mättade
förhållanden.
%När _sh används betyder det att det avser den överhettade ångfasen (super
heat).
%När _r används görs det för att beskriva att det är beräkningar som avser
rekuperatorn eller att rekuperatorn används i anläggningen
% _cond betyder att beräkningarna avser kondenseringsfasen
% _evap betyder att beräkningarna avser kondenseringsfasen

%% Kod för beräkning av minimala luftflödet för fläkten vid kondensorn

P=m_flow_WF*energi_rekup; %beräknar effekten som finns i överhettad ånga
P1=m_flow_WF*q_ut;      %beräknar effekten som finns i tvåfasen
mf_min=zeros(1,length(utetemp_C));
tk2=zeros(1,length(utetemp_C));
for i=1:length(utetemp_C)
mf_guess=2; %Startgissning på massflödet
tk2_1=P/(mf_guess*cp_air)+utetemp_C(i); %beräkning av lufttemp vid mättad
ånga
tk2_2=P1/(mf_guess*cp_air)+tk2_1; %beräkning av lufttemp vid mättad vätska

if tk2_2 < T_cond-3
mf_min(i)=mf_guess;          %Sparar massflödet om det uppfyller pinch-
villkoret
tk2(i)=tk2_2;      %Sparar temperaturen för detta massflöde
else
while tk2_2 > T_cond-3
mf_guess=mf_guess+1;      %Ökar massflödet för att pinch-villkoret ska
uppfyllas
tk2_1=P/(mf_guess*cp_air)+utetemp_C(i); %samma temperaturberäkningar som
ovan
tk2_2=P1/(mf_guess*cp_air)+tk2_1; %Samma temperaturberäkningar som ovan
end
mf_min(i)=mf_guess; %När villkoret är uppfyllt sparas massflödet
tk2(i)=tk2_2;      %Samma för temperaturen
end
end
%Nedan görs samma sak fast för en ORC-anläggning med rekuperator
P_r=m_flow_WF_rekup*q_ut;
mf_min_r=zeros(1,length(utetemp_C));
tk2_r=zeros(1,length(utetemp_C));
for z=1:length(utetemp_C)
mf_guess_r=2;
tk2_r_g=utetemp_C(z)+P_r/(mf_guess_r*cp_air);

if tk2_r_g < T_cond-3
mf_min_r(z)=mf_guess_r;
tk2_r(z)=tk2_r_g;
else
while tk2_r_g > T_cond-3
mf_guess_r=mf_guess_r+1;
tk2_r_g=utetemp_C(z)+P_r/(mf_guess_r*cp_air);
end
mf_min_r(z)=mf_guess_r;
tk2_r(z)=tk2_r_g;
end
end

```


end

```
mf_air=mean(mf_min);           %Medelvärde används som massflöde för
kylluften
mf_air_r=mean(mf_min_r);
%% Beräkningar av arean för värmeväxlaren som kyler ner mediet från
överhettad ånga till mättad ånga

G=210;                         %[kg/m2s] Är massflödet per areaenhet
Apipe=m_flow_WF/G;            %[m2] Är arean för röret
r2=Apipe/pi;                  %Beräknar radien i kvadrat
d=2*sqrt(r2);                 %[m] Tar fram diametern
D_air=0.25; %[m] Temporär diameter för luftsidan på värmeväxlaren
%Nedan skapas vektorer och matriser så att de inte ska behöva ändra
dimension för varje loop
tint_sh=linspace(T_cond,T_sh,5); %Skapar intervallen mellan Tcond och
överhettningstemperaturen
hint_sh=linspace(hsat_v_cond,h_sh_a,5); %Samma fast för entalpin
Qint_sh=zeros(1,length(tint_sh)-1); %Skapar en vektor där skillnaden i
energi beräknas över ett intervall
tair_sh=zeros(length(Qint_sh),length(utetemp_C)); %En matris för alla
möjliga utetemperaturer så att alla möjliga temperaturökningar tas med
tair_sh_K=zeros(length(Qint_sh),length(utetemp_C));
Tlog_sh=zeros(length(Qint_sh),length(utetemp_C)); %En matris för alla
möjliga logaritmiska medeltemperaturer
Aint_sh_air=zeros(length(Qint_sh),length(utetemp_C));
Awfint_sh=zeros(length(Qint_sh),length(utetemp_C)); %Matris för alla olika
areor på intervallen
Uint_sh_air=zeros(length(Qint_sh),length(utetemp_C));
Uintwf_sh=zeros(length(Qint_sh),length(utetemp_C)); %Matris för alla
möjliga U-värden
for j=1:length(Qint_sh)
Qint_sh(j)=m_flow_WF*(hint_sh(j+1)-hint_sh(j)); %Beräknar energiflödet över
intervall j i [kW]

t1=find(Tempvec > tint_sh(j+1),1); %Hittar temperaturen efter intervall j
t2=find(Tempvec > tint_sh(j),1); %Hittar temperaturen innan intervall j
%Beräknar medelvärde för värmekonduktiviteten för den överhettade ångan
under antagandet att överhettad ånga har samma värmekonduktivitet vid samma
temperatur som mättad ånga
lambda1=Kond_vvec(t1)*1e-3;
lambda2=Kond_vvec(t2)*1e-3;
lambda=(lambda1+lambda2)/2; %[W/(m*K)]
%Beräknar den dynamiska viskositeten under antagandet att den
överhettade ångan har samma viskositet som mättade
my1=visc_vvec(t1)*1e-6;
my2=visc_vvec(t2)*1e-6;
my=(my1+my2)/2; %[Pa*s=kg/(m*s)]
%Beräknar specifik värmekapacitet under samma antagande som tidigare
cp1=cp_vvec(t1)*1e3;
cp2=cp_vvec(t2)*1e3;
cp=(cp1+cp2)/2; %[J/(kg*K)]
%Beräknar Reynolds tal
Re=4*m_flow_WF/(pi*d*my);
%Beräkningar av Prandtls tal
Pr=my*cp/lambda;
%beräkning av Darcys friktionsfaktor för släta rör
f=1/((0.790*log(Re)-1.64)^2);
```

```

if j==1 %Används för att kunna utnyttja utomhustemperaturen för första
beräkningen av Tlog
for k=1:length(utetemp_C)
%Beräknar temperaturökningen av uteluften över första
%intervallet beroende på utetemperatur och luftflöde för den
%temperaturen
    tair_sh(j,k)=utetemp_C(k)+Qint_sh(j)/(mf_min(k)*cp_air);
%Använder beräknade temperaturen och utetemperaturen för att ta
%fram logaritmiska medeltemperaturen
Tlog_sh(j,k)=((tint_sh(j+1)-tair_sh(j,k))-(tint_sh(j)-
utetemp_C(k)))/log((tint_sh(j+1)-tair_sh(j,k))/(tint_sh(j)-utetemp_C(k)));
%Beräknar U-värdet för första intervallet
%Enheten för U blir [W/(m2*K)]
Uintwf_sh(j,k)=lambda/d*((f/8)*Pr*(Re-1000)/(12.7*(f/8)^0.5*(Pr^(2/3)-
1)+1.07));
%Beräknar arean för första intervallet
    Awfint_sh(j,k)=Qint_sh(j)*1000/(Tlog_sh(j,k)*Uintwf_sh(j,k));
%*1000 för att få det i W

tair_sh_K(j,k)=tair_sh(j,k)+273;

lambda_air=0.02624*((utetemp_K(k)+tair_sh_K(j,k))/2)/300)^0.8646;
%[W/(m*K)]
my_air=1.458e-
6*((utetemp_K(k)+tair_sh_K(j,k))/2)^1.5/(((utetemp_K(k)+tair_sh_K(j,k))/2
)+110.4); %[kg/(s*m)]

Pr_air=my_air*cp_air*1000/lambda_air; %*1000 så att cp blir i J/kgK
Re_air=4*mf_min(k)/(pi*my_air*D_air);
f_air=1/((0.790*log(Re_air)-1.64)^2);
%Enheten för U blir [W/(m2*K)]
    Uint_sh_air(j,k)=lambda_air/D_air*((f_air/8)*Pr_air*(Re_air-
1000)/(12.7*(f_air/8)^0.5*(Pr_air^(2/3)-1)+1.07));

Aint_sh_air(j,k)=Qint_sh(j)*1000/(Tlog_sh(j,k)*Uint_sh_air(j,k)); %*1000
för att få Q i W som lambda
end
else %När första temperaturökningen beräknats kan resterande beräknas genom
att använda koden nedan
for l=1:length(utetemp_C)
%Beräknar temperaturökningen för intervall j genom att använda
%föregående värde på lufttemperaturen (j-1)
tair_sh(j,l)=tair_sh(j-1,l)+Qint_sh(j)/(mf_min(l)*cp_air);
%Beräknar logaritmiska medeltemperaturen över intervall j genom att ta
föregående värde (j-1) och (j) för luften och
%intervalltemperaturerna (j+1) och (j)
Tlog_sh(j,l)=((tint_sh(j+1)-tair_sh(j,l))-(tint_sh(j)-tair_sh(j-
1,l)))/log((tint_sh(j+1)-tair_sh(j,l))/(tint_sh(j)-tair_sh(j-1,l)));
%U-värdet beräknas på samma sätt som för första iterationen
%Enheten för U blir [W/(m2*K)]
Uintwf_sh(j,l)=lambda/d*((f/8)*Pr*(Re-1000)/(12.7*(f/8)^0.5*(Pr^(2/3)-
1)+1.07));
%Beräknar arean för intervallet och alla typer av luftflöden.
%Eftersom lambda är i [W/m*K] måste Qint som är i kW
%multiplieras med 1000 så att W delas med W.
    Awfint_sh(j,l)=Qint_sh(j)*1000/(Tlog_sh(j,l)*Uintwf_sh(j,l));

tair_sh_K(j,l)=tair_sh(j,l)+273;
lambda_air=0.02624*((tair_sh_K(j-1,l)+tair_sh_K(j,l))/2)/300)^0.8646;
my_air=1.458e-6*((tair_sh_K(j-1,l)+tair_sh_K(j,l))/2)^1.5/(((tair_sh_K(j-
1,l)+tair_sh_K(j,l))/2)+110.4);

```

```

Pr_air=my_air*cp_air*1000/lambda_air; %*1000 för att få i J/kg*K
Re_air=4*mf_min(1)/(pi*my_air*D_air);
f_air=1/((0.790*log(Re_air)-1.64)^2);
%Enheten för U blir [W/(m2*K)]
    Uint_sh_air(j,1)=lambda_air/D_air*((f_air/8)*Pr_air*(Re_air-
1000)/(12.7*(f_air/8)^0.5*(Pr_air^(2/3)-1)+1.07));
%precis som för arbetsmediet så måste Qint multipliceras med 1000 för att
enhetererna ska stämma.

Aint_sh_air(j,1)=Qint_sh(j)*1000/(Tlog_sh(j,1)*Uint_sh_air(j,1));
end
end
end

%Summerar areorna för arbetsmediet under nerkylningen från överhettad ånga
till mättad ånga
Aair_sh=zeros(1,length(utetemp_C));
Awf_sh=zeros(1,length(utetemp_C));
for n=1:length(utetemp_C)
Aair_sh(n)=sum(Aint_sh_air(:,n));
Awf_sh(n)=sum(Awfint_sh(:,n));
end

%% Rekuperatorberäkningar

Apipe_rekup=m_flow_WF_rekup/G; %[m2] Beräknar arean på röret då flödet för
rekuperator används
r2_rekup=Apipe_rekup/pi; %Beräknar radien^2
d_rekup=2*sqrt(r2_rekup); %[m] Beräknar diametern för röret
%Samma som för intervallen under nedkylningen ovan
Qint_sh_r=zeros(1,length(Qint_sh)); %Vektor för den överhettade ångan
Qint_pr_r=zeros(1,length(Qint_sh)); %Vektor för den trycksatta vätskan
hint_pr_rekup=zeros(1,length(Qint_sh)+1); %Entalpivektor för den trycksatta
vätskan
tR245fa_pr_r=zeros(1,length(Qint_sh)+1); %Temperaturvektor för trycksatt
vätska
Tlog_r=zeros(1,length(Qint_sh)); %Vektor för logaritmiska
medeltemperaturer
Aint_sh_r=zeros(1,length(Qint_sh)); %Vektor för arean hos överhettade ångan
Aint_pr_r=zeros(1,length(Qint_sh)); %Samma fast för trycksatt vätska
Uint_sh_r=zeros(1,length(Qint_sh)); %U-värden för överhettad ånga
Uint_pr_r=zeros(1,length(Qint_sh)); %Samma fast för trycksatt vätska
cp_mean=(cp_fvec(A)+cp_fvec(B))/2; %Medelvärde för c_p mellan
kondensations- och förångningstryck [kJ/(kg*K)]
Tmin_sh=round(T_pr); %Avrundar temperaturen efter pumpen till närmaste
heltal
if Tmin_sh<T_pr %Om Tmin<T_pr måste Tmin ökas med en grad för att
rekuperatorn ska fungera korrekt
Tmin_sh=T_pr+0.02;
end
%Nedan skapas vektorn mellan Tmin och T_sh för att säkerställa att det
finns överhettad ånga kvar efter rekuperatorn som har högre temperatur än
temperaturen efter pumpen T_pr och alltså gör att rekuperatorn fungerar som
den ska
tint_r=linspace(Tmin_sh,T_sh,5);

for u=1:length(Qint_sh_r)
%Raden nedan gör samma sak som första raden i loopen i sektionen ovan för
den överhettade ångan
Qint_sh_r(u)=m_flow_WF_rekup*(hint_sh(u+1)-hint_sh(u)); %[kW]

```

```

t1=find(Tempvec > tint_r(u+1),1);
t2=find(Tempvec > tint_r(u),1);
%Beräknar medelvärde för värmekonduktiviteten för den överhettade ångan
under antagandet att överhettad ånga har samma värmekonduktivitet vid samma
temperatur som mättad ånga
lambda1=Kond_vvec(t1)*1e-3;
lambda2=Kond_vvec(t2)*1e-3;
lambda_v=(lambda1+lambda2)/2; %[W/(m*K)]
%Beräknar den dynamiska viskositeten under antagandet att den
överhettade ångan har samma viskositet som mättad ånga vid sammatemperatur
my1=visc_vvec(t1)*1e-6;
my2=visc_vvec(t2)*1e-6;
my_v=(my1+my2)/2; %[Pa*s=kg/(m*s)]
%Beräknar specifik värmekapacitet under samma antagande som tidigare
cp1=cp_vvec(t1)*1e3;
cp2=cp_vvec(t2)*1e3;
cp_v=(cp1+cp2)/2; %[J/(kg*K)]
%Beräknar Reynolds, Prandtl och Darcys för ångan
Pr_r_v=my_v*cp_v/lambda_v;
Re_r_v=4*m_flow_WF_rekup/(pi*d_rekup*my_v);
f_r_v=1/((0.790*log(Re_r_v)-1.64)^2);

if u==1
hint_pr_rekup(u)=h_pr_a; %Sätter första värdet på entalpin till entalpin
efter pumpen
    hint_pr_rekup(u+1)=hint_pr_rekup(u)+Qint_sh_r(u)/m_flow_WF_rekup;
%Nästa entalpivärde beräknas
tR245fa_pr_r(u)=T_pr; %Första temperaturen sätts till temperaturen efter
pumpen
%cp_mean nedan är i [kJ/(kg*K)]
    tR245fa_pr_r(u+1)=T_pr+Qint_sh_r(u)/(m_flow_WF_rekup*cp_mean);
%Nästa temperatur beräknas
%Nedan görs samma beräkningar som för ångan fast för trycksatta vätskan
t3=find(Tempvec > tR245fa_pr_r(u),1);
t4=find(Tempvec > tR245fa_pr_r(u+1),1);
lambda3=Kond_fvec(t3)*1e-3;
lambda4=Kond_fvec(t4)*1e-3;
lambda_f=(lambda3+lambda4)/2; %[W/(m*K)]
my3=visc_fvec(t3)*1e-6;
my4=visc_fvec(t4)*1e-6;
my_f=(my3+my4)/2; %[kg/(s*m)]
cp3=cp_fvec(t3)*1e3;
cp4=cp_fvec(t4)*1e3;
cp_f=(cp3+cp4)/2; %[J/(kg*K)]
%Samma som för ångan men för vätskefasen istället
Pr_r_f=my_f*cp_f/lambda_f;
Re_r_f=4*m_flow_WF_rekup/(pi*d_rekup*my_f);
f_r_f=1/((0.790*log(Re_r_f)-1.64)^2);
%Logaritmiska medeltemperaturen beräknas utifrån temperaturerna (u) och
(u+1) i vektorerna tint_r och tR245fa_pr_r
Tlog_r(u)=((tint_r(u+1)-tR245fa_pr_r(u+1))-(tint_r(u)-
tR245fa_pr_r(u)))/log((tint_r(u+1)-tR245fa_pr_r(u+1))/(tint_r(u)-
tR245fa_pr_r(u)));
else %Gör samma sak som under if-delen med skillnaden att det nu finns
andra utgångsvärden
    hint_pr_rekup(u+1)=hint_pr_rekup(u)+Qint_sh_r(u)/m_flow_WF_rekup;

tR245fa_pr_r(u+1)=tR245fa_pr_r(u)+Qint_sh_r(u)/(m_flow_WF_rekup*cp_mean);
t3=find(Tempvec > tR245fa_pr_r(u-1),1);
t4=find(Tempvec > tR245fa_pr_r(u),1);

```

```

lambda3=Kond_fvec(t3)*1e-3;
lambda4=Kond_fvec(t4)*1e-3;
lambda_f=(lambda3+lambda4)/2;    %[W/(m*K)]
my3=visc_fvec(t3)*1e-6;
my4=visc_fvec(t4)*1e-6;
my_f=(my3+my4)/2;                %[kg/(s*m)]
cp3=cp_fvec(t3)*1e3;
cp4=cp_fvec(t4)*1e3;
cp_f=(cp3+cp4)/2;                %[J/(kg*K)]

Pr_r_f=my_f*cp_f/lambda_f;
Re_r_f=4*m_flow_WF_rekup/(pi*d_rekup*my_f);
f_r_f=1/((0.790*log(Re_r_f)-1.64)^2);
Tlog_r(u)=((tint_r(u+1)-tR245fa_pr_r(u+1))-(tint_r(u)-
tR245fa_pr_r(u)))/log((tint_r(u+1)-tR245fa_pr_r(u+1))/(tint_r(u)-
tR245fa_pr_r(u)));
end
%Samma som översta raden men för trycksatt vätska
Qint_pr_r(u)=m_flow_WF_rekup*(hint_pr_rekup(u+1)-hint_pr_rekup(u));
%Beräknar U-värdena för ångan och vätskan för givna intervallet enheten
blir [W/(m2*K)]
Uint_sh_r(u)=lambda_v/d_rekup*((f_r_v/8)*Pr_r_v*(Re_r_v-
1000)/(1.07+12.7*(f_r_v/8)^0.5*(Pr_r_v^(2/3)-1)));
Uint_pr_r(u)=lambda_f/d_rekup*((f_r_f/8)*Pr_r_f*(Re_r_f-
1000)/(1.07+12.7*(f_r_f/8)^0.5*(Pr_r_f^(2/3)-1)));
%Beräknar areorna för ångan och vätskan för givna intervallet. Qint
multiplieras med 1000 för att gå från kW till W
Aint_sh_r(u)=Qint_sh_r(u)*1000/(Uint_sh_r(u)*Tlog_r(u));
Aint_pr_r(u)=Qint_pr_r(u)*1000/(Uint_pr_r(u)*Tlog_r(u));
end
A_sh_r=sum(Aint_sh_r); %Summerar ihop intervallareorna till en gemensam för
varje fas
A_pr_r=sum(Aint_pr_r);

%% Beräkningar av arean för arbetsmediet under kondensering

%Under kondensering så sker ingen temperaturförändring i arbetsmediet så
alla temperaturer för arbetsmediet är t=T_cond

%Som för tidigare sektioner så skapas ett antal vektorer för att minska
arbetet med att ändra storlek på alla vektorer och matriser i varje
iteration
hint_cond=linspace(hsat_f_cond,hsat_v_cond,20);
Qint_cond=zeros(1,length(hint_cond)-1);
Qint_cond_r=zeros(1,length(Qint_cond));
tair_cond=zeros(length(Qint_cond),length(utetemp_C));
tair_cond_r=zeros(length(Qint_cond)+1,length(utetemp_C));
Tlog_cond=zeros(length(Qint_cond),length(utetemp_C));
Tlog_cond_r=zeros(length(Qint_cond)+1,length(utetemp_C));
Uint_cond=zeros(1,length(Qint_cond));
Uint_cond_r=zeros(1,length(Qint_cond)+1);
Aintwf_cond=zeros(length(Qint_cond),length(utetemp_C));
Aintwf_cond_r=zeros(length(Qint_cond)+1,length(utetemp_C));

tair_cond_K=zeros(length(Qint_cond),length(utetemp_C));
tair_cond_r_K=zeros(length(Qint_cond)+1,length(utetemp_C));
Uint_cond_air=zeros(1,length(Qint_cond));
Uint_cond_air_r=zeros(1,length(Qint_cond)+1);
Aint_cond_air=zeros(length(Qint_cond),length(utetemp_C));
Aint_cond_air_r=zeros(length(Qint_cond)+1,length(utetemp_C));

```

```

xi=linspace(0,1,20); %Vektor för ånghalten
xi=xi(2:end); %Första elementet är 0 vilket gör att Aint=Inf och därför tas
0 bort.
%Pr_l beräknas utanför loopen då samma Pr används för alla beräkningar
under kondenseringen
my_l=visc_fvec(A)*1e-6; %[kg/(s*m)]
cp_l=cp_fvec(A)*1e3; %[J/(kg*K)]
lambda_l=Kond_fvec(A)*1e-3; %[W/(m*K)]
Pr_l=my_l*cp_l/lambda_l;
t_rekup_sh=Tmin_sh-T_cond; %Temperaturskillnaden efter rekuperatorn till
kondenseringsstemperaturen
T_wf=T_cond;
%Beräknar energin som finns kvar i den överhettade ångan efter
%rekuperatorn. Detta behövs eftersom en liten del av överhettad ånga finns
kvar efter rekuperatorn som måste kylas bort innan kondensationen kan
inledas.
Q_rekup_sh=m_flow_WF_rekup*cp_vvec(A)*t_rekup_sh; %[kW]
%Antagandet att skillanden mellan T_cond och Tmin är så liten att den inte
behöver delas upp på intervall görs också.
tm=find(Tempvec > Tmin_sh,1);
tc=find(Tempvec > T_cond,1);
lambda_m=Kond_vvec(tm)*1e-3;
lambda_c=Kond_vvec(tc)*1e-3;
lambda_r=(lambda_m+lambda_c)/2; %[W/(m*K)]
mym=visc_vvec(tm)*1e-6;
myc=visc_vvec(tc)*1e-6;
my_r=(mym+myc)/2; %[kg/(s*m)]
cpm=cp_vvec(tm)*1e3;
cpc=cp_vvec(tc)*1e3;
cp_r=(cpm+cpc)/2; %[J/(kg*K)]
%Beräknar Reynolds tal
Re_r=4*m_flow_WF_rekup/(pi*d_rekup*my_r);
%Beräkningar av Prandtls tal
Pr_r=my_r*cp_r/lambda_r;
%beräkning av Darcys friktionsfaktor för släta rör
f_r=1/((0.790*log(Re_r)-1.64)^2);
%Enheten för U blir [W/(m2*K)]
Uint_cond_r(1)=lambda_r/d_rekup*((f_r/8)*Pr_r*(Re_r-
1000)/(12.7*(f_r/8)^0.5*(Pr_r^(2/3)-1)+1.07));
%Loopen nedan beräknar temperaturökningen av uteluften över det kvarvarande
intervall som skapas av Tmin-T_cond
for m=1:length(utetemp_C)
    tair_cond_r(1,m)=utetemp_C(m)+Q_rekup_sh/(mf_min_r(m)*cp_air);
    Tlog_cond_r(1,m)=((Tmin_sh-tair_cond_r(1,m))-(T_cond-
    utetemp_C(m)))/log((Tmin_sh-tair_cond_r(1,m))/(T_cond-utetemp_C(m)));
    %Multiplicerar Q_rekup med 1000 för att enheterna ska stämma
    Aintwf_cond_r(1,m)=Q_rekup_sh*1000/(Uint_cond_r(1)*Tlog_cond_r(1,m));

%Beräknar arean för luftdelen
tair_cond_r_K(1,m)=tair_cond_r(1,m)+273;
%lambda i [W/(m*K)]
    lambda_air=0.02624*(((utetemp_K(m)+tair_cond_r_K(1,m))/2)/300)^0.8646;
%my i [kg/(s*m)]
my_air=1.458e-
6*(((utetemp_K(m)+tair_cond_r_K(1,m))/2))^1.5/(((utetemp_K(m)+tair_cond_r_K
(1,m))/2)+110.4);

Pr_air=my_air*cp_air*1000/lambda_air; %*1000 för att få cp i J/kg*K
Re_air=4*mf_min_r(m)/(pi*my_air*D_air);
f_air=1/((0.790*log(Re_air)-1.64)^2);
%Enheten för U blir [W/(m2*K)]

```

```

    Uint_cond_air_r(1,m)=lambda_air/D_air*((f_air/8)*Pr_air*(Re_air-
1000)/(12.7*(f_air/8)^0.5*(Pr_air^(2/3)-1)+1.07));
%Multiplikerar Q_rekup med 1000 så att kW-->W och m2=W/(K*W/(m2*K))

Aint_cond_air_r(1,m)=Q_rekup_sh*1000/(Tlog_cond_r(1,m)*Uint_cond_air_r(1,m)
);

end
%Loopen nedan fungerar precis som för tidigare sektioner skillnaden är att
temperaturen som ska ökas hos luften hämtas från sluttemperaturen från
nedkylningen av den överhettade ångan som för rekuperatorkretsen beräknades
i loopen ovan och som för kretsen utan rekuperator finns sparad i matrisen
"tair_sh" sista rad.
for r=1:length(Qint_cond)
Qint_cond(r)=m_flow_WF*(hint_cond(r+1)-hint_cond(r)); %[kW]
Qint_cond_r(r)=m_flow_WF_rekup*(hint_cond(r+1)-hint_cond(r)); %[kW]
%Ekvationen för U-värdet har ändrats så att det varierar med xi-stället för
lambda, Re och Pr.
%Enheten för U blir [W/(m2*K)]

Uint_cond(r)=0.023*(G*xi(r)*(d/my_l))^0.8*Pr_l^0.4*(lambda_l/d)*(xi(r)^0.8+
(3.8*xi(r)^0.76*xi(r)^0.04)/(Pr_l^0.38));

Uint_cond_r(r+1)=0.023*(G*xi(r)*(d_rekup/my_l))^0.8*Pr_l^0.4*(lambda_l/d_re
kup)*(xi(r)^0.8+(3.8*xi(r)^0.76*xi(r)^0.04)/(Pr_l^0.38));

if r==1
for o=1:length(utetemp_C)
tair_cond(r,o)=tair_sh(end,end-
length(utetemp_C)+o)+Qint_cond(r)/(mf_min(o)*cp_air);

tair_cond_r(r+1,o)=tair_cond_r(r,o)+Qint_cond_r(r)/(mf_min_r(o)*cp_air);
Tlog_cond(r,o)=((T_wf-tair_cond(r,o))-(T_wf-tair_sh(end,end-
length(utetemp_C)+o)))/log((T_wf-tair_cond(r,o))/(T_wf-tair_sh(end,end-
length(utetemp_C)+o)));
Tlog_cond_r(r+1,o)=((T_wf-tair_cond_r(r+1,o))-(T_wf-
tair_cond_r(r,o)))/log((T_wf-tair_cond_r(r+1,o))/(T_wf-tair_cond_r(r,o)));
%Qint måste multipliceras med 1000 för att ge rätt i enheterna

Aintwf_cond(r,o)=Qint_cond(r)*1000/(Uint_cond(r)*Tlog_cond(r,o));

Aintwf_cond_r(r+1,o)=Qint_cond_r(r)*1000/(Uint_cond_r(r+1)*Tlog_cond_r(r+1,
o));

%Areor för luftdelarna av VV
tair_cond_K(r,o)=tair_cond(r,o)+273;
tair_cond_r_K(r+1,o)=tair_cond_r(r,o)+273;
    lambda_air=0.02624*(((tair_cond_K(r,o)+(tair_sh(end,end-
length(utetemp_C)+o)+273))/2)/300)^0.8646;

lambda_air_r=0.02624*(((tair_cond_r_K(r+1,o)+tair_cond_r_K(r,o))/2)/300)^0.
8646;
my_air=1.458e-6*(((tair_cond_K(r,o)+(tair_sh(end,end-
length(utetemp_C)+o)+273))/2)^1.5/(((tair_cond_K(r,o)+(tair_sh(end,end-
length(utetemp_C)+o)+273))/2)+110.4);
my_air_r=1.458e-
6*(((tair_cond_r_K(r+1,o)+tair_cond_r_K(r,o))/2)^1.5/(((tair_cond_r_K(r+1,o)
+tair_cond_r_K(r,o))/2)+110.4);

Pr_air=my_air*cp_air*1000/lambda_air; %[kW] för att få cp i J/kg*K
Pr_air_r=my_air_r*cp_air*1000/lambda_air_r;

```

```

Re_air=4*mf_min(o)/(pi*my_air*D_air);
Re_air_r=4*mf_min_r(o)/(pi*my_air_r*D_air);
f_air=1/((0.790*log(Re_air)-1.64)^2);
f_air_r=1/((0.790*log(Re_air_r)-1.64)^2);
%Enheten för U blir [W/(m2*K)]
    Uint_cond_air(r,o)=lambda_air/D_air*((f_air/8)*Pr_air*(Re_air-
1000)/(12.7*(f_air/8)^0.5*(Pr_air^(2/3)-1)+1.07));

Uint_cond_air_r(r,o)=lambda_air_r/D_air*((f_air_r/8)*Pr_air_r*(Re_air_r-
1000)/(12.7*(f_air_r/8)^0.5*(Pr_air_r^(2/3)-1)+1.07));
%*1000 pga enheter

Aint_cond_air(r,o)=Qint_cond(r)*1000/(Tlog_cond(r,o)*Uint_cond_air(r,o));

Aint_cond_air_r(r,o)=Qint_cond_r(r)*1000/(Tlog_cond_r(r,o)*Uint_cond_air_r(
r,o));
end
else
for oo=1:length(utetemp_C)
tair_cond(r,oo)=tair_cond(r-1,oo)+Qint_cond(r)/(mf_min(oo)*cp_air);

tair_cond_r(r+1,oo)=tair_cond_r(r,oo)+Qint_cond_r(r)/(mf_min_r(oo)*cp_air);
Tlog_cond(r,oo)=(T_wf-tair_cond(r,oo))-(T_wf-tair_cond(r-
1,oo))/log((T_wf-tair_cond(r,oo))/(T_wf-tair_cond(r-1,oo)));

Tlog_cond_r(r+1,oo)=(T_wf-tair_cond_r(r+1,oo))-(T_wf-
tair_cond_r(r,oo))/log((T_wf-tair_cond_r(r+1,oo))/(T_wf-
tair_cond_r(r,oo)));
%Qint *1000 pga enheter

Aintwf_cond(r,oo)=Qint_cond(r)*1000/(Uint_cond(r)*Tlog_cond(r,oo));

Aintwf_cond_r(r+1,oo)=Qint_cond_r(r)*1000/(Uint_cond_r(r)*Tlog_cond_r(r,oo)
);

%Area för luftdelen av VV
tair_cond_K(r,oo)=tair_cond(r,oo)+273;
tair_cond_r_K(r+1,oo)=tair_cond_r(r,oo)+273;
    lambda_air=0.02624*(((tair_cond_K(r,oo)+tair_cond_K(r-
1,oo))/2)/300)^0.8646;

lambda_air_r=0.02624*(((tair_cond_r_K(r+1,oo)+tair_cond_r_K(r,oo))/2)/300)^
0.8646;
my_air=1.458e-6*(((tair_cond_K(r,oo)+tair_cond_K(r-
1,oo))/2)^1.5/(((tair_cond_K(r,oo)+tair_cond_K(r-1,oo))/2)+110.4);
my_air_r=1.458e-
6*(((tair_cond_r_K(r+1,oo)+tair_cond_r_K(r,oo))/2)^1.5/(((tair_cond_r_K(r+1,
oo)+tair_cond_r_K(r,oo))/2)+110.4);

Pr_air=my_air*cp_air*1000/lambda_air; %*1000 för att få cp i J/kg*K
Pr_air_r=my_air_r*cp_air*1000/lambda_air_r;
Re_air=4*mf_min(oo)/(pi*my_air*D_air);
Re_air_r=4*mf_min_r(oo)/(pi*my_air_r*D_air);
f_air=1/((0.790*log(Re_air)-1.64)^2);
f_air_r=1/((0.790*log(Re_air_r)-1.64)^2);
%Enheten för U blir [W/(m2*K)] då lambda är i [W/(m*K)]
    Uint_cond_air(r,oo)=lambda_air/D_air*((f_air/8)*Pr_air*(Re_air-
1000)/(12.7*(f_air/8)^0.5*(Pr_air^(2/3)-1)+1.07));

Uint_cond_air_r(r,oo)=lambda_air_r/D_air*((f_air_r/8)*Pr_air_r*(Re_air_r-
1000)/(12.7*(f_air_r/8)^0.5*(Pr_air_r^(2/3)-1)+1.07));

```



```

%Qint *1000 för enheternas skull

Aint_cond_air(r,oo)=Qint_cond(r)*1000/(Tlog_cond(r,oo)*Uint_cond_air(r,oo))
;

Aint_cond_air_r(r,oo)=Qint_cond_r(r)*1000/(Tlog_cond_r(r,oo)*Uint_cond_air_
r(r,oo));
end
end
end

Awf_cond=zeros(1,length(utetemp_C));
Awf_cond_r=zeros(1,length(utetemp_C)+1);
Aair_cond=zeros(1,length(utetemp_C));
Aair_cond_r=zeros(1,length(utetemp_C)+1);
for ooo=1:length(utetemp_C)
Awf_cond(ooo)=sum(Aintwf_cond(:,ooo));
Awf_cond_r(ooo)=sum(Aintwf_cond_r(:,ooo));
%Luftareor
Aair_cond(ooo)=sum(Aint_cond_air(:,ooo));
Aair_cond_r(ooo)=sum(Aint_cond_air_r(:,ooo));
end

%% Beräkningar av uppvärmningen av arbetsmediet till
förångningstemperaturen

%Starttemperaturerna kommer att variera i och med att kretsen med
rekuperator redan har höjt temperaturen från T_pr till tR245fa_pr_r(end)
medan kretsen utan rekuperator måste börja uppvärmningen på T_pr. Antalet
intervall sätts dock till lika många eftersom det annars skulle krävas en
loop för varje krets med tillhörande if-satser.

d_fg=0.5; %Ungefärlig diameter på skorstenen i [m]
tint_pr=linspace(T_pr,Tsat_evap,10);
tint_pr_r=linspace(tR245fa_pr_r(end),Tsat_evap,10);
hint_pr=linspace(h_pr_a,hsat_f_evap,10);
hint_pr_r=linspace(hint_pr_rekup(end),hsat_f_evap,10);
tfg_pr=zeros(1,length(tint_pr));
tfg_pr(1)=Tmin-273;
tfg_pr_r=zeros(1,length(tint_pr_r));
tfg_pr_r(1)=Tmin-273;
Qint_pr_wf=zeros(1,length(hint_pr)-1);
Qint_pr_wf_r=zeros(1,length(Qint_pr_wf));
Tlog_pr=zeros(1,length(Qint_pr_wf));
Tlog_pr_r=zeros(1,length(Qint_pr_wf));
Uint_pr_wf=zeros(1,length(Qint_pr_wf));
Uint_pr_wf_r=zeros(1,length(Qint_pr_wf));
Awfint_pr=zeros(1,length(Qint_pr_wf));
Awfint_pr_r=zeros(1,length(Qint_pr_wf));

Uintfg_pr=zeros(1,length(Qint_pr_wf));
Uintfg_pr_r=zeros(1,length(Qint_pr_wf));
Aintfg_pr=zeros(1,length(Qint_pr_wf));
Aintfg_pr_r=zeros(1,length(Qint_pr_wf));

for y=1:length(Qint_pr_wf)
%Utan rekuperator
Qint_pr_wf(y)=m_flow_WF*(hint_pr(y+1)-hint_pr(y)); %[kW]
%Med rekuperator
Qint_pr_wf_r(y)=m_flow_WF_rekup*(hint_pr_r(y+1)-hint_pr_r(y)); %[kW]
%Utan rekuperator

```

```

t1=find(Tempvec>tint_pr(y),1);
t2=find(Tempvec>tint_pr(y+1),1);
%Med rekuperator
t3=find(Tempvec>tint_pr_r(y),1);
t4=find(Tempvec>tint_pr_r(y+1),1);
%Utan rekuperator
lambda_pr1=Kond_fvec(t1)*1e-3;
lambda_pr2=Kond_fvec(t2)*1e-3;
lambda_pr=(lambda_pr1+lambda_pr2)/2; % [W/(m*K)]
my_pr1=visc_fvec(t1)*1e-6;
my_pr2=visc_fvec(t2)*1e-6;
my_pr=(my_pr1+my_pr2)/2; % [kg/(m*s)]
cp_pr1=cp_fvec(t1)*1e3;
cp_pr2=cp_fvec(t2)*1e3;
cp_pr=(cp_pr1+cp_pr2)/2; % [J/(kg*K)]
%Med rekuperator
lambda_pr_r1=Kond_fvec(t3)*1e-3;
lambda_pr_r2=Kond_fvec(t4)*1e-3;
lambda_pr_r=(lambda_pr_r1+lambda_pr_r2)/2; % [W/(m*K)]
my_pr_r1=visc_fvec(t3)*1e-6;
my_pr_r2=visc_fvec(t4)*1e-6;
my_pr_r=(my_pr_r1+my_pr_r2)/2; % [kg/(m*s)]
cp_pr_r1=cp_fvec(t3)*1e3;
cp_pr_r2=cp_fvec(t4)*1e3;
cp_pr_r=(cp_pr_r1+cp_pr_r2)/2; % [J/(kg*K)]
%Utan rekuperator
Pr_pr=my_pr*cp_pr/lambda_pr;
Re_pr=4*m_flow_WF/(pi*d*my_pr);
f_pr=1/((0.790*log(Re_pr)-1.64)^2);
%Med rekuperator
Pr_pr_r=my_pr_r*cp_pr_r/lambda_pr_r;
Re_pr_r=4*m_flow_WF_rekup/(pi*d_rekup*my_pr_r);
f_pr_r=1/((0.790*log(Re_pr_r)-1.64)^2);
%Enheter för U blir [W/(m2*K)]
Uint_pr_wf(y)=(lambda_pr/d)*((f_pr/8)*Pr_pr*(Re_pr-1000)/(1.07+12.7*(f_pr/8)^0.5*(Pr_pr^(2/3)-1)));
Uint_pr_wf_r(y)=(lambda_pr_r/d_rekup)*((f_pr_r/8)*Pr_pr_r*(Re_pr_r-1000)/(1.07+12.7*(f_pr_r/8)^0.5*(Pr_pr_r^(2/3)-1)));
%cp_fg ges i [kJ/(kg*K)]
tfg_pr(y+1)=tfg_pr(y)+Qint_pr_wf(y)/(m_flow_FG*cp_FG_ORC);
tfg_pr_r(y+1)=tfg_pr_r(y)+Qint_pr_wf_r(y)/(m_flow_FG*cp_FG_ORC);

Tlog_pr(y)=((tfg_pr(y+1)-tint_pr(y+1))-(tfg_pr(y)-tint_pr(y)))/log((tfg_pr(y+1)-tint_pr(y+1))/(tfg_pr(y)-tint_pr(y)));
Tlog_pr_r(y)=((tfg_pr_r(y+1)-tint_pr_r(y+1))-(tfg_pr_r(y)-tint_pr_r(y)))/log((tfg_pr_r(y+1)-tint_pr_r(y+1))/(tfg_pr_r(y)-tint_pr_r(y)));
%Pga enheter multipliceras Qint med 1000
Awfint_pr(y)=Qint_pr_wf(y)*1000/(Tlog_pr(y)*Uint_pr_wf(y));
Awfint_pr_r(y)=Qint_pr_wf_r(y)*1000/(Tlog_pr_r(y)*Uint_pr_wf_r(y));

%Interpolerar fram my, lambda och cp för given temperatur.
%utan rekuperator
myfg_t=myfg_408+((273+tfg_pr(y+1))-408)/(491-408)*(myfg_491-myfg_408);
cpfg_t=cpfg_408+((273+tfg_pr(y+1))-408)/(491-408)*(cpfg_491-cpfg_408);
lambdafg_t=lambdafg_408+((273+tfg_pr(y+1))-408)/(491-408)*(lambdafg_491-lambdafg_408);
Re_fg_t=4*m_flow_FG/(pi*d_fg*myfg_t);
Pr_fg_t=myfg_t*cpfg_t/lambdafg_t;
f_fg_t=1/((0.790*log(Re_fg_t)-1.64)^2);
%Med rekuperator

```

```

myfg_t_r=myfg_408+((273+tfgr(y+1))-408)/(491-408)*(myfg_491-myfg_408);
cpfg_t_r=cpfg_408+((273+tfgr(y+1))-408)/(491-408)*(cpfg_491-cpfg_408);
lambdafg_t_r=lambdafg_408+((273+tfgr(y+1))-408)/(491-408)*(lambdafg_491-lambdafg_408);
Re_fg_t_r=4*m_flow_FG/(pi*d_fg*myfg_t_r);
Pr_fg_t_r=myfg_t_r*cpfg_t_r/lambdafg_t_r;
f_fg_t_r=1/((0.790*log(Re_fg_t_r)-1.64)^2);

Uinfgr(y)=lambdafg_t/d_fg*((f_fg_t/8)*Pr_fg_t*(Re_fg_t-1000))/(1.07+12.7*sqrt(f_fg_t/8)*(Pr_fg_t^(2/3)-1));
    Uinfgr_r(y)=lambdafg_t_r/d_fg*((f_fg_t_r/8)*Pr_fg_t_r*(Re_fg_t_r-1000))/(1.07+12.7*sqrt(f_fg_t_r/8)*(Pr_fg_t_r^(2/3)-1));

Ainfgr(y)=Qint_pr_wf(y)*1000/(Tlog_pr(y)*Uinfgr(y));
    Ainfgr_r(y)=Qint_pr_wf_r(y)*1000/(Tlog_pr_r(y)*Uinfgr_r(y));
end
Awf_pr=sum(Awfint_pr);
Awf_pr_r=sum(Awfint_pr_r);

Afg_pr=sum(Ainfgr);
Afg_pr_r=sum(Ainfgr_r);
%% Beräkningar under förångningsprocessen
hint_evap=linspace(hsat_f_evap,hsat_v_evap,20);
Qint_evap=zeros(1,length(hint_evap)-1);
Qint_evap_r=zeros(1,length(Qint_evap));
Bo=zeros(1,length(Qint_evap));
Bo_r=zeros(1,length(Qint_evap));
tfgr_evap=zeros(1,length(hint_evap));
tfgr_evap(1)=tfgr(end); %Sätter första temperaturen=sista temperaturen från uppvärmningen
tfgr_evap_r=zeros(1,length(hint_evap));
tfgr_evap_r(1)=tfgr_r(end); %Samma fast för kretsen med rekuperator
Tlog_evap=zeros(1,length(Qint_evap));
Tlog_evap_r=zeros(1,length(Qint_evap));
Uinfgr_evap=zeros(1,length(Qint_evap));
Uinfgr_evap_r=zeros(1,length(Qint_evap));
Ainfgr_wf_evap=zeros(1,length(Qint_evap));
Ainfgr_wf_evap_r=zeros(1,length(Qint_evap));
xi=linspace(0,1,20); %Vektor för ånghalten
xi=flip(xi(1:end-1));
my_evap=visc_fvec(B)*1e-6; %[kg/(m*s)]
cp_evap=cp_fvec(B)*1e3; %[J/(kg*K)]
lambda_evap=Kond_fvec(B)*1e-3; %[W/(m*K)]
Pr_evap=my_evap*cp_evap/lambda_evap;
T_wf_evap=Tsatur_evap;
rha_f_evap=rhavec(B); %[kg/m3]
rha_v_evap=1/specvolvec(B); %[kg/m3]

Uinfgr_evap=zeros(1,length(Qint_evap));
Uinfgr_evap_r=zeros(1,length(Qint_evap));
Ainfgr_evap=zeros(1,length(Qint_evap));
Ainfgr_evap_r=zeros(1,length(Qint_evap));
for v=1:length(Qint_evap)
    Qint_evap(v)=m_flow_WF*(hint_evap(v+1)-hint_evap(v)); %[kW]
    Qint_evap_r(v)=m_flow_WF_rekup*(hint_evap(v+1)-hint_evap(v)); %[kW]
    %Bo är dim.löst [(kW/m2)/(kW/m2)]
    Bo(v)=(Qint_evap(v)/Apipe)/(G*(hsat_v_evap-hsat_f_evap));
    Bo_r(v)=(Qint_evap_r(v)/Apipe_rekup)/(G*(hsat_v_evap-hsat_f_evap));
    %U får enheten [W/(m2*K)]

```

```

Uint_evap(v)=0.023*(G*(1-
xi(v))*(d/my_evap))^0.8*Pr_evap^0.4*(lambda_evap/d)*(1+3000*Bo(v)^0.86+1.12
*(xi(v)/(1-xi(v)))^(3/4)*(rha_f_evap/rha_v_evap)^0.41);
Uint_evap_r(v)=0.023*(G*(1-
xi(v))*(d_rekup/my_evap))^0.8*Pr_evap^0.4*(lambda_evap/d_rekup)*(1+3000*Bo_
r(v)^0.86+1.12*(xi(v)/(1-xi(v)))^(3/4)*(rha_f_evap/rha_v_evap)^0.41);
%cp_fg kommer som [kJ/(kg*K)]
tfg_evap(v+1)=tfg_evap(v)+Qint_evap(v)/(m_flow_FG*cp_FG_ORC);
tfg_evap_r(v+1)=tfg_evap_r(v)+Qint_evap_r(v)/(m_flow_FG*cp_FG_ORC);

Tlog_evap(v)=(tfg_evap(v+1)-T_wf_evap)-(tfg_evap(v)-
T_wf_evap))/log((tfg_evap(v+1)-T_wf_evap)/(tfg_evap(v)-T_wf_evap));
Tlog_evap_r(v)=(tfg_evap_r(v+1)-T_wf_evap)-(tfg_evap_r(v)-
T_wf_evap))/log((tfg_evap_r(v+1)-T_wf_evap)/(tfg_evap_r(v)-T_wf_evap));
%Qint måste multipliceras med 1000 för att enheterna ska stämma
Aintwf_evap(v)=Qint_evap(v)*1000/(Uint_evap(v)*Tlog_evap(v));
Aintwf_evap_r(v)=Qint_evap_r(v)*1000/(Uint_evap_r(v)*Tlog_evap_r(v));
%Interpolerar fram värden för cp, lambda och my
%Utan rekuperator
myfg_t=myfg_408+((273+tfg_evap(v+1))-408)/(491-408)*(myfg_491-myfg_408);
cpfg_t=cpfg_408+((273+tfg_evap(v+1))-408)/(491-408)*(cpfg_491-cpfg_408);
lambdafg_t=lambdafg_408+((273+tfg_evap(v+1))-408)/(491-408)*(lambdafg_491-
lambdafg_408);
Re_fg_t=4*m_flow_FG/(pi*d_fg*myfg_t);
Pr_fg_t=myfg_t*cpfg_t/lambdafg_t;
f_fg_t=1/((0.790*log(Re_fg_t)-1.64)^2);
%Med rekuperator
myfg_t_r=myfg_408+((273+tfg_evap_r(v+1))-408)/(491-408)*(myfg_491-
myfg_408);
cpfg_t_r=cpfg_408+((273+tfg_evap_r(v+1))-408)/(491-
408)*(cpfg_491-cpfg_408);
lambdafg_t_r=lambdafg_408+((273+tfg_evap_r(v+1))-408)/(491-
408)*(lambdafg_491-lambdafg_408);
Re_fg_t_r=4*m_flow_FG/(pi*d_fg*myfg_t_r);
Pr_fg_t_r=myfg_t_r*cpfg_t_r/lambdafg_t_r;
f_fg_t_r=1/((0.790*log(Re_fg_t_r)-1.64)^2);

Uintfg_evap(v)=lambdafg_t/d_fg*((f_fg_t/8)*Pr_fg_t*(Re_fg_t-
1000))/(1.07+12.7*sqrt(f_fg_t/8)*(Pr_fg_t^(2/3)-1));
Uintfg_evap_r(v)=lambdafg_t_r/d_fg*((f_fg_t_r/8)*Pr_fg_t_r*(Re_fg_t_r-
1000))/(1.07+12.7*sqrt(f_fg_t_r/8)*(Pr_fg_t_r^(2/3)-1));
Aintfg_evap(v)=Qint_evap(v)*1000/(Tlog_evap(v)*Uintfg_evap(v));
Aintfg_evap_r(v)=Qint_evap_r(v)*1000/(Tlog_evap_r(v)*Uintfg_evap_r(v));
end
Awf_evap=sum(Aintwf_evap);
Awf_evap_r=sum(Aintwf_evap_r);

Afg_evap=sum(Aintfg_evap);
Afg_evap_r=sum(Aintfg_evap_r);
%% Summering av totala areor och delareor
%Totala areor
Afg=Afg_evap+Afg_pr; %Arean på rökgassidan utan rekuperator
Afg_r=Afg_evap_r+Afg_pr_r; %Samma men med rekuperator
A_rekup=A_sh_r+A_pr_r; %Rekuperatorns area

Aheat=Afg+Awf_pr+Awf_evap; %Total area för uppvärmningen och förångningen
av mediet
Aheat_r=Afg_r+Awf_pr_r+Awf_evap_r; %Samma men med rekuperator

A_tot=zeros(1,length(utetemp_C));
A_tot_r=zeros(1,length(utetemp_C));
Aair=zeros(1,length(A_tot));

```

```

Aair_r=zeros(1,length(A_tot));
Acool=zeros(1,length(A_tot));
Acool_r=zeros(1,length(A_tot));
for fin=1:length(utetemp_C)
%total area

A_tot(fin)=Awf_evap+Afg_evap+Awf_pr+Afg_pr+Awf_cond(fin)+Aair_cond(fin)+Awf_sh(fin)+Aair_sh(fin);
%total area med rekuperator

A_tot_r(fin)=Awf_evap_r+Afg_evap_r+Awf_pr_r+Afg_pr_r+Awf_cond_r(fin)+Aair_cond_r(fin)+A_sh_r+A_pr_r;
%Area för luftsidan av kondensorn
Aair(fin)=Aair_cond(fin)+Aair_sh(fin);
%Samma men med rekuperator
Aair_r(fin)=Aair_cond(fin);
%Total area för nerkyllningen av arbetsmediet
Acool(fin)=Aair(fin)+Awf_cond(fin)+Awf_sh(fin);
%Samma fast med rekuperator
Acool_r(fin)=Aair_r(fin)+Awf_cond_r(fin);
end
end

```

Funktionen *FG_prop*

```

function [lambdafg_408, lambdafg_491, cpfg_408, cpfg_491, myfg_408, myfg_491] =FG_prop(R,V,Tmin,T_l)
%Beräknar viskositet, värmekonduktivitet och specifik värmekapacitet för rökgaserna.

%Tb är kokpunkter hämtade från Tabell A-3 i Thermodynamics
Tb_CO2=-78.4+273;
Tb_O2=-183+273;
Tb_N2=-195.8+273;
%Ekvation från http://pubs.acs.org/doi/pdf/10.1021/ie50488a017
S_CO2=1.5*Tb_CO2; %[K]
S_O2=1.5*Tb_O2;
S_N2=1.5*Tb_N2;

S=[S_CO2 S_O2 S_N2];

for i=1:3
S1=S(i);
for j=1:3
if j==i
S2=0;
else
S2=S(j);
end
S12(i,j)=sqrt(S1*S2);
end
end

%gamma är kvoten cp/cv
%gamma interpoleras fram för Tmin=408K och T_l=491K.
%gamma hämtas från Thermodynamics.
gamma_CO2_408=1.252+(Tmin-400)/(450-400)*(1.239-1.252);
gamma_CO2_491=1.239+(T_l-450)/(500-450)*(1.229-1.239);
gamma_O2_408=1.382+(Tmin-400)/(450-400)*(1.373-1.382);
gamma_O2_491=1.373+(T_l-450)/(500-450)*(1.365-1.373);

```

```

gamma_N2_408=1.397+(Tmin-400)/(450-400)*(1.395-1.397);
gamma_N2_491=1.395+(T_1-450)/(500-450)*(1.391-1.395);

%cp i kJ/kmol*K
cp_N2_408_m=28.98641+1.853978*Tmin/1000-
9.647459*(Tmin/1000)^2+16.63537*(Tmin/1000)^3+0.000117/(Tmin/1000)^2;
cp_O2_408_m=31.32234-20.23531*Tmin/1000+57.86644*(Tmin/1000)^2-
36.50624*(Tmin/1000)^3-0.007374/(Tmin/1000)^2;
cp_CO2_408_m=24.99735+55.18696*Tmin/1000-
33.69137*(Tmin/1000)^2+7.948387*(Tmin/1000)^3-0.136638/(Tmin/1000)^2;

cp_N2_491_m=28.98641+1.853978*T_1/1000-
9.647459*(T_1/1000)^2+16.63537*(T_1/1000)^3+0.000117/(T_1/1000)^2;
cp_O2_491_m=31.32234-20.23531*T_1/1000+57.86644*(T_1/1000)^2-
36.50624*(T_1/1000)^3-0.007374/(T_1/1000)^2;
cp_CO2_491_m=24.99735+55.18696*T_1/1000-
33.69137*(T_1/1000)^2+7.948387*(T_1/1000)^3-0.136638/(T_1/1000)^2;
%Molekylvikten i [kg/kmol] kommer från Tabell A-1 i Thermodynamics
%samma värde i [g/mol] och [lb/lbmol]
M_CO2=44.01;
M_O2=31.999;
M_N2=28.013;
%cp i [kJ/(kg*K)] fås genom att dela kJ/kmol*K med molekylvikten
cp_CO2_408=(cp_CO2_408_m/M_CO2)*0.23885;
cp_CO2_491=(cp_CO2_491_m/M_CO2)*0.23885;
cp_O2_408=(cp_O2_408_m/M_O2)*0.23885;
cp_O2_491=(cp_O2_491_m/M_O2)*0.23885;
cp_N2_408=(cp_N2_408_m/M_N2)*0.23885;
cp_N2_491=(cp_N2_491_m/M_N2)*0.23885;
%Multiplikeras med *0.23885 för att få det till Btu/lbm°F

%Formel för CO2 kommer från Tabell 5.3.1-1 i Energiteknik del 1
lambda_CO2_408=0.014*(1+0.004*(Tmin-273))*0.57782;
lambda_CO2_491=0.014*(1+0.004*(T_1-273))*0.57782;
lambda_O2_408=(33.0+(Tmin-400)/(450-400)*(36.3-33.0))*1e-3*0.57782;
lambda_O2_491=(36.3+(T_1-450)/(500-450)*(41.2-36.3))*1e-3*0.57782;
lambda_N2_408=(32.7+(Tmin-400)/(450-400)*(35.8-32.7))*1e-3*0.57782;
lambda_N2_491=(35.8+(T_1-450)/(500-450)*(38.9-35.8))*1e-3*0.57782;
%lambda [W/(m*K)] för N2 och O2 kommer från Turns
%alla lambda multipliceras med *0.57782 för att få det i Btu/(h*ft°F)

myCO2_O2_408=lambda_CO2_408*cp_O2_408*(9-5*gamma_O2_408);
myCO2_O2_491=lambda_CO2_491*cp_O2_491*(9-5*gamma_O2_491);
myCO2_N2_408=lambda_CO2_408*cp_N2_408*(9-5*gamma_N2_408);
myCO2_N2_491=lambda_CO2_491*cp_N2_491*(9-5*gamma_N2_491);

myO2_CO2_408=lambda_O2_408*cp_CO2_408*(9-5*gamma_CO2_408);
myO2_CO2_491=lambda_O2_491*cp_CO2_491*(9-5*gamma_CO2_491);
myO2_N2_408=lambda_O2_408*cp_N2_408*(9-5*gamma_N2_408);
myO2_N2_491=lambda_O2_491*cp_N2_491*(9-5*gamma_N2_491);

myN2_CO2_408=lambda_N2_408*cp_CO2_408*(9-5*gamma_CO2_408);
myN2_CO2_491=lambda_N2_491*cp_CO2_491*(9-5*gamma_CO2_491);
myN2_O2_408=lambda_N2_408*cp_O2_408*(9-5*gamma_O2_408);
myN2_O2_491=lambda_N2_491*cp_O2_491*(9-5*gamma_O2_491);

A_CO2_O2_408=1/4*(1+(myCO2_O2_408/myO2_CO2_408*(M_O2/M_CO2)^(3/4)*(1+S_CO2/
400)/(1+S_O2/400))^(1/2))^2*((1+S12(1,2)/400)/(1+S_CO2/400));
A_CO2_O2_491=1/4*(1+(myCO2_O2_491/myO2_CO2_491*(M_O2/M_CO2)^(3/4)*(1+S_CO2/
500)/(1+S_O2/500))^(1/2))^2*((1+S12(1,2)/500)/(1+S_CO2/500));

```

```

A_CO2_N2_408=1/4*(1+(myCO2_N2_408/myN2_CO2_408*(M_N2/M_CO2)^(3/4)*(1+S_CO2/400)/(1+S_N2/400))^(1/2))^2*((1+S12(1,3)/400)/(1+S_CO2/400));
A_CO2_N2_491=1/4*(1+(myCO2_N2_491/myN2_CO2_491*(M_N2/M_CO2)^(3/4)*(1+S_CO2/500)/(1+S_N2/500))^(1/2))^2*((1+S12(1,3)/500)/(1+S_CO2/500));

A_O2_CO2_408=1/4*(1+(myO2_CO2_408/myCO2_O2_408*(M_CO2/M_O2)^(3/4)*(1+S_O2/400)/(1+S_CO2/400))^(1/2))^2*((1+S12(2,1)/400)/(1+S_O2/400));
A_O2_CO2_491=1/4*(1+(myO2_CO2_491/myCO2_O2_491*(M_CO2/M_O2)^(3/4)*(1+S_O2/500)/(1+S_CO2/500))^(1/2))^2*((1+S12(2,1)/500)/(1+S_O2/500));

A_O2_N2_408=1/4*(1+(myO2_N2_408/myN2_O2_408*(M_N2/M_O2)^(3/4)*(1+S_O2/400)/(1+S_N2/400))^(1/2))^2*((1+S12(2,3)/400)/(1+S_O2/400));
A_O2_N2_491=1/4*(1+(myO2_N2_491/myN2_O2_491*(M_N2/M_O2)^(3/4)*(1+S_O2/500)/(1+S_N2/500))^(1/2))^2*((1+S12(2,3)/500)/(1+S_O2/500));

A_N2_CO2_408=1/4*(1+(myN2_CO2_408/myCO2_N2_408*(M_CO2/M_N2)^(3/4)*(1+S_N2/400)/(1+S_CO2/400))^(1/2))^2*((1+S12(3,1)/400)/(1+S_N2/400));
A_N2_CO2_491=1/4*(1+(myN2_CO2_491/myCO2_N2_491*(M_CO2/M_N2)^(3/4)*(1+S_N2/500)/(1+S_CO2/500))^(1/2))^2*((1+S12(3,1)/500)/(1+S_N2/500));

A_N2_O2_408=1/4*(1+(myN2_O2_408/myO2_N2_408*(M_O2/M_N2)^(3/4)*(1+S_N2/400)/(1+S_O2/400))^(1/2))^2*((1+S12(3,2)/400)/(1+S_N2/400));
A_N2_O2_491=1/4*(1+(myN2_O2_491/myO2_N2_491*(M_O2/M_N2)^(3/4)*(1+S_N2/500)/(1+S_O2/500))^(1/2))^2*((1+S12(3,2)/500)/(1+S_N2/500));

%Ekvation 5.1.5-7 i Eergiteknik
mf_CO2=V(1)*R(4)/R(1);
mf_O2=V(2)*R(4)/R(2);
mf_N2=V(3)*R(4)/R(3);
%Ekvation 13-4 i Thermodynamics
M_fg=1/(mf_CO2/M_CO2+mf_O2/M_O2+mf_N2/M_N2); %[kg/kmol]
%Ekvation 13-5 i Thermodynamics
y_CO2=mf_CO2*M_fg/M_CO2;
y_O2=mf_O2*M_fg/M_O2;
y_N2=mf_N2*M_fg/M_N2;

lambdafg_408_kaos=lambdafg_408/(1+1/y_CO2*(A_CO2_O2_408*y_O2+A_CO2_N2_408*y_N2))+lambdafg_O2_408/(1+1/y_O2*(A_O2_CO2_408*y_CO2+A_O2_N2_408*y_N2))+lambdafg_N2_408/(1+1/y_N2*(A_N2_CO2_408*y_CO2+A_N2_O2_408*y_O2));
lambdafg_408=lambdafg_408_kaos/0.57782;
lambdafg_491_kaos=lambdafg_491/(1+1/y_CO2*(A_CO2_O2_491*y_O2+A_CO2_N2_491*y_N2))+lambdafg_O2_491/(1+1/y_O2*(A_O2_CO2_491*y_CO2+A_O2_N2_491*y_N2))+lambdafg_N2_491/(1+1/y_N2*(A_N2_CO2_491*y_CO2+A_N2_O2_491*y_O2));
lambdafg_491=lambdafg_491_kaos/0.57782;

%Samma cp-värden som ovan fast multiplicerade med 1000 för att få enheten till [J/(kg*K)]
cp_CO2_408=(cp_CO2_408_m/M_CO2)*1e3;
cp_CO2_491=(cp_CO2_491_m/M_CO2)*1e3;
cp_O2_408=(cp_O2_408_m/M_O2)*1e3;
cp_O2_491=(cp_O2_491_m/M_O2)*1e3;
cp_N2_408=(cp_N2_408_m/M_N2)*1e3;
cp_N2_491=(cp_N2_491_m/M_N2)*1e3;

cpfg_408=mf_CO2*cp_CO2_408+mf_O2*cp_O2_408+mf_N2*cp_N2_408;
cpfg_491=mf_CO2*cp_CO2_491+mf_O2*cp_O2_491+mf_N2*cp_N2_491;

%my för O2 och N2 kommer från Turns [kg/(s*m)]
myO2_408=(258.2+(Tmin-400)/(450-400)*(281.4-258.2))*1e-7;

```

```

myO2_491=(281.4+(T_1-450)/(500-450)*(303.3-281.4))*1e-7;

myN2_408=(220.4+(Tmin-400)/(450-400)*(239.6-220.4))*1e-7;
myN2_491=(239.6+(T_1-450)/(500-450)*(257.7-239.6))*1e-7;
%my för CO2 kommer från
https://www.nist.gov/sites/default/files/documents/srd/jpcrd535.pdf
myCO2_408=(19.70+(Tmin-400)/(420-400)*(20.59-19.70))*1e-6;
myCO2_491=(23.18+(T_1-480)/(500-480)*(24.02-23.18))*1e-6;

%Se rapporten för ekvationer
fi_CO2_O2_408=(1+sqrt(myCO2_408/myO2_408)*(M_O2/M_CO2)^(1/4))^2/sqrt(8*(1+M_CO2/M_O2));
fi_CO2_O2_491=(1+sqrt(myCO2_491/myO2_491)*(M_O2/M_CO2)^(1/4))^2/sqrt(8*(1+M_CO2/M_O2));

fi_O2_CO2_408=myO2_408*M_CO2*fi_CO2_O2_408/(myCO2_408*M_O2);
fi_O2_CO2_491=myO2_491*M_CO2*fi_CO2_O2_491/(myCO2_491*M_O2);

fi_CO2_N2_408=(1+sqrt(myCO2_408/myN2_408)*(M_N2/M_CO2)^(1/4))^2/sqrt(8*(1+M_CO2/M_N2));
fi_CO2_N2_491=(1+sqrt(myCO2_491/myN2_491)*(M_N2/M_CO2)^(1/4))^2/sqrt(8*(1+M_CO2/M_N2));

fi_N2_CO2_408=myN2_408*M_CO2*fi_CO2_N2_408/(myCO2_408*M_N2);
fi_N2_CO2_491=myN2_491*M_CO2*fi_CO2_N2_491/(myCO2_491*M_N2);

fi_O2_N2_408=(1+sqrt(myO2_408/myN2_408)*(M_N2/M_O2)^(1/4))^2/sqrt(8*(1+M_O2/M_N2));
fi_O2_N2_491=(1+sqrt(myO2_491/myN2_491)*(M_N2/M_O2)^(1/4))^2/sqrt(8*(1+M_O2/M_N2));

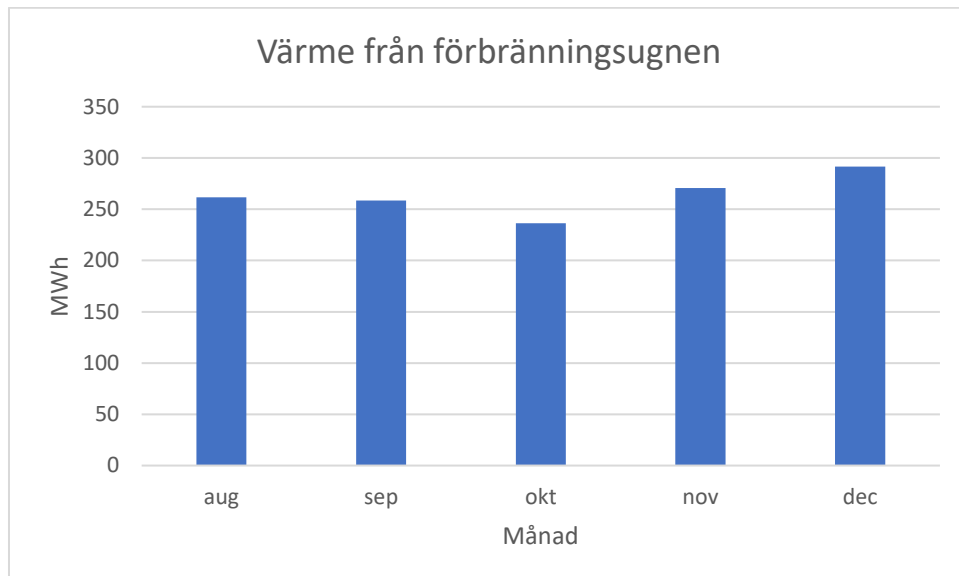
fi_N2_O2_408=myN2_408*M_O2*fi_O2_N2_408/(myO2_408*M_N2);
fi_N2_O2_491=myN2_491*M_O2*fi_O2_N2_491/(myO2_491*M_N2);

myfg_408=y_CO2*myCO2_408/(y_O2*fi_CO2_O2_408+y_N2*fi_CO2_N2_408)+y_O2*myO2_408/(y_CO2*fi_O2_CO2_408+y_N2*fi_O2_N2_408)+y_N2*myN2_408/(y_CO2*fi_N2_CO2_408+y_O2*fi_N2_O2_408);
myfg_491=y_CO2*myCO2_491/(y_O2*fi_CO2_O2_491+y_N2*fi_CO2_N2_491)+y_O2*myO2_491/(y_CO2*fi_O2_CO2_491+y_N2*fi_O2_N2_491)+y_N2*myN2_491/(y_CO2*fi_N2_CO2_491+y_O2*fi_N2_O2_491);
end

```


Appendix B

Värme från förbränningsugnen



Figur I. Total värmeproduktion från förbränningsugnen.

Figur I visar den totala värmeproduktionen som förbränningsugnen står för. En del av den återvinns internt hos SVA medan resten levereras till fjärrvärmenätet. Det är utifrån denna figur som tabell 1 i rapporten är skapad.

SLU
Institutionen för energi och teknik
Box 7032
750 07 UPPSALA
Tel. 018-67 10 00
pdf.fil: www.slu.se/energioghteknik

SLU
Department of Energy and Technology
P. O. Box 7032
SE-750 07 UPPSALA
SWEDEN
Phone +46 18 671000